



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO POHON KOMPRESORU

STEAM TURBINE FOR COMPRESSOR DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Červenec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Adam Červenec**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína pro pohon kompresoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro pohon kompresoru pro následující parametry:

požadovaný výkon stroje: 14,5 MW,

teplota admisní páry: 505,0 °C,

tlak admisní páry: 85,0 bar(a),

požadované otáčky poháněného stroje: 6 800,0 1/min,

teplota chladicí vody: 25,0 °C.

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte s důrazem na standard API 612.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

- 1) termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny,
- 2) základní návrh ucpávkové páry a ložisek PT,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s.,
54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Úlohou diplomovej práce je návrh kondenzačnej parnej turbíny pre pohon kompresoru s mechanickým výkonom 14,5 MW a otáčkami 6800 1/min na spojke kompresoru. Základom je termodynamický výpočet lopatkového kanálu stroja, ktorý je overený pevnostným výpočtom pre splnenie normy API 612. Následne je vypracovaný základný návrh upchávkového systému a vyrovnávacieho piestu so spätným zavedením použitej pary do stupňovej časti. Súčasťou práce je výpočet axiálnych a radiálnych síl pôsobiacich na turbínu, vrátane výberu vhodných ložísk, na ktorých je turbína uložená. Na záver práce je priložená spotrebná charakteristika a závislosť rastúcich otáčok na výslednom celkovom napätí pôsobiacom na lopatky.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Kondenzačná parná turbína, mechanický pohon, termodynamický výpočet, pevnostný výpočet, vyrovnávací piest, upchávkový systém, ložiská, prevádzková charakteristika

ABSTRACT

The purpose of the diploma thesis is the design of condensing steam turbine for driving a compressor with mechanical power of 14,5 MW and operating speed 6800 rotations per minute on the compressor clutch. The main part is the thermodynamic calculation of the blade canal, which is verified with strength calculation to meet the requirements of the standart API 612. The next part is a basic design of gland sealing system, including a piston which is leveling the axial force with reusage of steam back to the blade canal. This thesis includes a calculation of axial and radial forces including the choice of suitable bearing, which both support the turbine. In the end there is an operating characteristics and function reliability of rising rotating speed on the total stress of blades.

KEY WORDS

Condensing steam turbine, mechanical drive, thermodynamic calculation, strength calculation, leveling piston, gland sealing system, bearing, operating characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ČERVENEC, Adam. *Parní turbína pro pohon kompresoru* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117077>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému **Parná turbína pre pohon kompresoru** vypracoval samostatne s využitím vlastných znalostí, s pomocou vedúceho Ing. Petra Kracíka, Ph.D., odbornej literatúry a s použitím prameňov uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

Dátum

Meno a priezvisko

POĎAKOVANIE

Chcel by som poďakovať najmä vedúcemu diplomovej práce Ing. Petrovi Kracíkovi, Ph.D. za uvedenie do problematiky parných turbín a ochotu kedykoľvek venovať čas konzultáciám, či už online, tak aj osobne. Ďakujem patrí aj mojej priateľke Miriam Trofimenkovej za pomoc s prípadnými otázkami ohľadom formálnej stránky dokumentu a pravopisu.

OBSAH

1.	Úvod.....	11
2.	Otáčky a straty.....	12
2.1.	Norma API 612	12
2.2.	Izoentropický spád a hmotnostný tok.....	13
3.	Regulačný stupeň.....	15
3.1.	Stav pary za regulačným stupňom a predbežný výpočet.....	15
3.1.1.	Dĺžka lopatky a parciálny ostrek	17
3.1.2.	Predbežný výkon regulačného stupňa.....	19
3.2.	Detailný návrh regulačného stupňa	20
3.2.1.	Stav pary v medzere a na výstupe z regulačného stupňa	20
3.2.2.	Výpočet rýchlostného trojuholníka	21
3.2.3.	Tvar prietokového kanálu a voľba profilu	24
3.2.4.	Výpočet energetických strát	26
3.3.	Pevnostná kontrola stupňa	29
3.3.1.	Odstredivé a ohybové napätie	29
4.	Stupňová časť	31
4.1.	Predbežný výpočet stupňovej časti	31
4.1.1.	Stav pary na vstupe.....	31
4.1.2.	Výpočet stredného priemeru a počtu stupňov	32
4.1.3.	Účinnosť kužela parnej turbíny	35
4.2.	Detailný výpočet stupňovej časti	42
4.2.1.	Dĺžka lopatky, priemery a uhly	42
4.2.2.	Izoentropický spád na rotor.....	43
4.2.3.	Straty a účinnosť rotoru	44
4.2.4.	Izoentropický spád na stator.....	46
4.2.5.	Straty a účinnosť statoru	47
4.2.6.	Parametre stupňa	48
4.2.7.	Rýchlostný trojuholník.....	50
4.2.8.	Výsledný výkon a straty parnej turbíny	53
4.3.	Záver detailného výpočtu stupňovej časti	59
5.	Pevnostný výpočet stupňovej časti	62
5.1.	Odstredivé napätie.....	62
5.2.	Ohybové napätie	62
5.3.	Zhrnutie pevnostného výpočtu.....	64
6.	Upchávkový systém a vyrovnávací piest	66
6.1.	Výpočet vyrovnávacieho piestu	66

6.2. Upchávkový systém	68
7. Návrh ložísk	70
7.1. Axiálna dĺžka	70
7.2. Radiálne ložisko	70
7.3. Axiálne ložiská.....	73
8. Prevádzková charakteristika.....	76
9. Záver	78
Zoznam použitej literatúry	80
Zoznamy skratiek, veličín a indexov	81

1. Úvod

Zmienky o prvých parných strojoch je možné nájsť v literatúre už v prvom storočí nášho letopočtu, kedy Herón z Alexandrie skonštruoval svoju parnú aeolipiliu, ktorá pozostávala z parného kotla s vodou, dutej vzpery pre vedenie pary do gule s dvoma výstupnými tryskami. Tento koncept začína pripomínať dnešné prevedenie sústavy kotol – parná turbína. Je možné, že ľudia na možnosti využitia pary prišli skôr, ale žiadny dôkaz sa o zhotovení podobného zariadenia nezachoval.[10]

Parné turbíny prešli veľkým množstvom konceptov využitia, od pohonu dopravných prostriedkov v 17. storočí, po rôzne točivé stroje pomáhajúce roľníkom pri práci. Až roku 1884 si anglický vynálezca Charles Algernon Parsons dal patentovať modernú pretlakovú parnú turbínu, ktorá je základom dnešných strojov. Odvtedy parná turbína tvorí jadro najefektívnejšieho a najspoľahlivejšieho spôsobu výroby elektrickej energie. Na rozdiel od veterných, vodných a solárnych elektrární nie je závislá od poveternostných podmienok, obdobia sucha, dažďov a ani ročného obdobia.

Kondenzačná parná turbína pracuje podľa Rankin-Clausiového cyklu, ktorý pozostáva z ohrevu vody na teplotu sýtosti, vyparovania vody vo výparníku kotla, ohrevu pary na pracovnú teplotu pomocou prehrievačov, expanzie pary v lopatkovom kanále turbíny a kondenzáciou pary v kondenzátore. Najčastejšie býva technologicky zapojená do sústavy (zjednodušene) kotol, turbína, ktorá je spojená pomocou spojky s generátorom elektrickej energie, kondenzátor, kondenzačné čerpadlo, napájacia nádrž a napájacie čerpadlo vedie vodu späť do kotla.

Táto diplomová práca má za úlohu využiť koncept mechanického pohonu, ktorý namiesto výroby elektrickej energie pomocou generátora poháňa kompresor. Najdôležitejším parametrom tohoto druhu turbosústroja je spoľahlivosť. Chceme, aby zariadilo takmer nepretržitý pohon zariadenia, s čo najmenším počtom odstávok. Na druhom mieste je cena, a až potom termodynamická účinnosť, ktorá je naopak u turbín slúžiacich pre pohon generátoru najpodstatnejšia.

Výsledkom práce je jednotelesová kondenzačná parná turbína bez odberu, splňajúca normu API 612. Prvú časť tvorí termodynamický výpočet lopatkového kanálu. Druhá pozostáva z návrhu upchávkového systému, vyrovnávacieho piestu a výberu vhodných ložísk. Tretia časť popisuje prevádzkovú charakteristiku zariadenia.

2. Otáčky a straty

Predtým než bol navrhnutý regulačný stupeň a následne prietokový kanál, je nutný výpočet chýbajúcich hodnôt, ako napríklad hmotnostný tok pary, termodynamická účinnosť, na ktorú bude stroj navrhnutý a tlak vo výstupnom hrdle turbíny, s ktorým úzko súvisí izoentropický spád a potrebný mechanický výkon.

Zadané parametre :

Požadovaný výkon stroja: $P_m = 14,5 \text{ MW}$

Teplota vstupnej pary: $t_a = 505,0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tlak vstupnej pary: $p_a = 85,0 \text{ bar}_{(a)}$

Požadované otáčky kompresoru: $n = 6800,0 \frac{1}{\text{min}}$

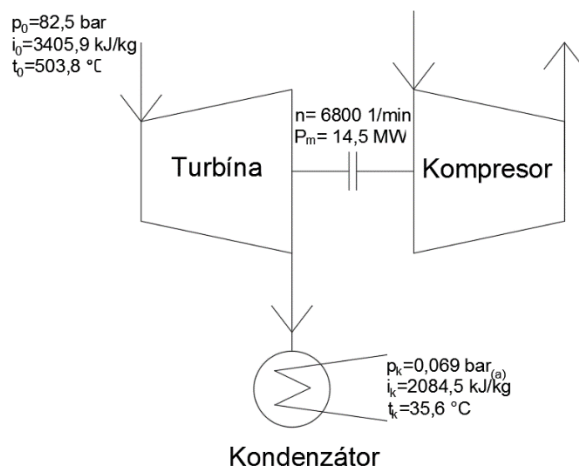
Teplota chladiacej vody: $t_{chl} = 25,0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Z uvedených hodnôt je možné pomocou knižnice X-Steam Tables [7] v programe MS Excel vyjadriť cez funkčnú závislosť entalpiu a entropiu na vstupe do hlavnej uzavieracej armatúry (HUA).

$$i_a = f(p_a, t_a) = 3405,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.1)$$

$$s_a = f(t_a, p_a) = 6,709 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \quad (2.2)$$

Zadanie neurčuje požadované otáčky parnej turbíny, ale poháňaného stroja, takže je na začiatku nutné stanoviť, či bude hnací stroj s kompresorom spojený priamo iba pomocou spojky, alebo pred ňu bude vložená prevodovka pre možnosť zníženia resp. zvýšenia návrhových otáčok. Spočiatku bola uvažovaná verzia s prevodovkou kvôli zníženiu otáčok z dôvodu vysokých odstredivých síl na lopatky, ale prostredníctvom výpočtu bolo zistené, že táto koncepcia nebude potrebná. Taktiež s týmto rozhodnutím poklesne celková cena stroja.



Obr. č. 2-1 - Schéma navrhovaného systému

2.1. Norma API 612

Parne turbíny na mechanický pohon spadajú do kategórie turbín pre špeciálne aplikácie v petrolejovom a petrochemickom priemysle. Spomínané zariadenia majú odlišné požiadavky od typických turbín slúžiacich pre pohon generátoru. Tieto špecifiká sú zhrnuté v norme API

612, ktorá zahŕňa napríklad základný návrh, voľbu materiálov, výrobu, spracovanie, testovanie a prepravu stroja. Popisuje aj návrh olejového systému a regulačného systému.

Je dôležité poznamenať, že jedným z požiadaviek normy API 612 je návrh zariadenia na 105 percent menovitých otáčok. Taktiež požaduje, aby bola turbína schopná vydržať 127 percent menovitých otáčok.

Otáčky, na ktoré bude stroj navrhovaný

$$n = 7140 \frac{1}{\min} \quad (2.3)$$

2.2. Izoentropický spád a hmotnostný tok

Cieľom tejto kapitoly je stanovenie predbežného izoentropického spádu a hmotnostného prietoku pary. Najprv bolo nutné odčítať tlakové straty na hlavnej uzavieracej armatúre škrténím, ktoré činia približne 3 – 5 %. Zvolená hodnota bola 3% z tlaku admisívnej pary na vstupe do HUA. Škrtenie je izoentalpický dej, takže entalpia ostáva nezmenená, ako pred armatúrou. Para vstupuje do regulačného stupňa v konečnom stave:

$$p_0 = p_a \cdot p_{z1} = 85 \cdot (1 - 0,03) = 82,5 \text{ bar} \quad (2.4)$$

$$i_0 = i_a = 3405,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.5)$$

Entropiu a merný objem je možné získať z funkčnej závislosti:

$$s_0 = f(p_0, i_0) = 6,722 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \quad (2.6)$$

$$v_0 = f(p_0, i_0) = 0,041 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.7)$$

Ďalšou volenou hodnotou bola predbežná termodynamickú účinnosť celej turbíny, ktorá sa volí podľa [2] v rozmedzí 0,82 – 0,86 %. Rovnako sa predbežne zvolí aj mechanická účinnosť, ktorá zahŕňa najmä straty trením v ložiskách a vplyv spojky. Po výpočte axiálnych síl a reakcií v radiálnych ložiskách, bude táto strata upresnená.

$$\eta_{tdi} = 0,82 [-] \quad (2.8)$$

$$\eta_m = 0,98 [-] \quad (2.9)$$

Zo zadania je známa teplota chladiacej vody na vstupe do kondenzátora. Potrebne bolo zvoliť ohriatie Δt , ktoré je závislé od vlastností kondenzátora a hodnotu nedokonalého ohrevu δ , závislého od prietoku chladiaceho média a teplovýmennej plochy.

$$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.10)$$

$$\delta = 3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.11)$$

Z vyššie určených hodnôt je možnosť vypočítať teplotu saturácie, ktorá priamo pomôže k výpočtu potrebného tlaku v kondenzátore.

$$t_{sat} = t_{chlv} + \Delta t + \delta = 25 + 10 + 3 = 38 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.12)$$

Stanovenie saturačného tlaku pomocou funkčnej závislosti v knižnici X-Steam [7].

$$p_{sat} = f(t_{sat}) = 0,0663 \text{ bar} \quad (2.13)$$

Stav pary na vstupe do regulačného stupňa pomôže pri určení izoentropického spádu, potrebný je ešte stav za turbínou. Tlak saturácie nie je rovnaký s výstupným tlakom za poslednou radou lopatkovania, z tohto dôvodu je nutné pripočítať stratu vo výstupnom hrdle, ktorá je závislá od absolútnej rýchlosti za posledným kuželom turbíny. Spočiatku je približne odhadnutá a následne z detailného výpočtu stupňovej časti spätne dosadená. Podiel na zmene tlaku má aj koeficient kvality výstupného hrdla, ktorý je spočítaný podľa [1].

$$p_{z5} = 0,038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_e}{100}\right)^2 \cdot p_{sat} \quad (2.14)$$

$$p_{z5} = 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{292}{100}\right)^2 \cdot 0,0663 = 0,002 \text{ bar}$$

Tlak na vstupe do kondenzátoru:

$$p_k = p_{sat} + p_{z5} = 0,0663 + 0,002 = 0,0685 \text{ bar} \quad (2.15)$$

Na výsledný izoentropický spád má u mnohostupňovej turbíny vplyv aj tzv. reheat factor, ktorý predstavuje koeficient spätného využitia strát. V závislosti na type vnútornej termodynamickej účinnosti turbíny, vstupných a výstupných parametroch pary sa pohybuje v rozmedzí 1,02 – 1,08.[1]

Spočiatku zvolený reheat factor bude v kapitole detailného výpočtu stupňovej časti presne vypočítaný.

$$(1 + f) = 1,03 [-] \quad (2.16)$$

Z vyššie uvedených hodnôt sa stanoví, pomocou funkčnej závislosti, ideálny stav pary na vstupe do kondenzátora.

$$s_{iz,k} = s_0 = 6,722 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (2.17)$$

$$i_{iz,k} = f(p_k, s_{iz,k}) = 2084,5 \frac{kJ}{kg} \quad (2.18)$$

$$v_{iz,k} = f(p_k, i_{iz,k}) = 16,725 \frac{m^3}{kg} \quad (2.19)$$

Izoentropický spád stupňovej časti

$$H_{iz,sč} = i_0 - i_{iz,k} = 3405,9 - 2084,5 = 1321,4 \frac{kJ}{kg} \quad (2.20)$$

Súčet izoentropických spádov je potom

$$\sum h_{iz}^i = (1 + f) \cdot H_{iz} = (1 + 0,03) \cdot 1321,4 \frac{kJ}{kg} \quad (2.21)$$

Výkon parnej turbíny je závislý aj od hmotnostného toku pary stupňovou časťou, preto je nutné už na začiatku odhadnúť množstvo pary, ktoré bude potrebné na dosiahnutie požadovaného mechanického výkonu.

$$\dot{M} = \frac{P_m}{\sum h_{iz}^i \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_m \cdot 1000} = \frac{14500000}{\sum 1321,4 \cdot 0,82 \cdot 0,98 \cdot 1000} \quad (2.22)$$

$$\dot{M} = \frac{14500000}{\sum 1321,4 \cdot 0,82 \cdot 0,98 \cdot 1000} = 13,99 \frac{kg}{s}$$

3. Regulačný stupeň

Pred vstupom pary do stupňovej časti je tzv. regulačný stupeň, ktorý je súčasťou dýzovej regulácie výkonu. Umožňuje reguláciu hmotnostného toku pary premenlivou veľkosťou prietokového prierezu tzv. parciálnym ostrekom (možno využiť len u rovnotlakových stupňov). Zariadenia s regulovanými odbermi pary majú regulačných stupňov viac, ale keďže zadanie tejto diplomovej práce nevyžaduje žiadny odber, bude regulačný stupeň jeden.

Najpoužívanéjšie sú dve koncepcie rovnotlakového stupňa, tzv. A-kolo a Curtisov stupeň. Je nutné zvoliť vhodný typ regulačného stupňa podľa požiadaviek zákazníka, pretože nesprávnym výberom môžeme stroj predražiť, znížiť účinnosť a výrazne ovplyvniť prevádzkové vlastnosti.

Pre potreby tejto diplomovej práce bolo zvolené prevedenie rovnotlakového stupňa A-kolo s malým stupňom reakcie. Výhoda tejto voľby spočíva v zanedbateľných axiálnych silách, vznikajúcich na obežných lopatkách, ktoré budú pri neskôr zvolenom pretlakovom lopatkovaní vysoké a pre ich zachytenie bude nutné použiť vyrovnávací piest. Ďalším zvýhodnením oproti Curtisovmu stupňu je vyššia termodynamická účinnosť o približne 10%. [2]

3.1. Stav pary za regulačným stupňom a predbežný výpočet

Pred začiatkom návrhu je nutné poznať stav pary pred vstupom do regulačného stupňa, ktorý už bol vypočítaný v kapitole 2.1. Hlavnou úlohou predbežného výpočtu je stanoviť základnú geometriu stupňa a stavu pary na výstupe z obežnej rady lopatiek. Postup výpočtu je nasledovaný podľa metodiky v [2].

Prvým krokom je stanovenie izoentropického spádu spracovaného regulačným stupňom pomocou spočiatku odhadnutého rýchlostného pomeru obvodovej rýchlosti ku izoentropickej absolútnej rýchlosti. Obvykle sa volí v rozsahu 0,4 - 0,5, pretože v tomto rozpätí dosahuje najvyššiu účinnosť [2]. Ďalej je pomocou jednoduchých vzorcov určený stredný priemer lopatkovania, ktorý priamo súvisí s tlakovým spádom, ktorý stupeň spracuje. Nepriamo sa odporúča približne tretinové zníženie tlaku na výstupe. Predbežný výpočet taktiež určí tvar dýzy, dĺžku obežnej lopatky, straty na statore a rotore, veľkosť parciálneho ostreku, približný výkon a termodynamickú účinnosť stupňa.

Stav pary na vstupe je už známy z kapitoly 2.1.

$$p_0 = 82,5 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$i_0 = 3405,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.2)$$

$$s_0 = 6,722 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \quad (3.3)$$

$$v_0 = 0,041 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.4)$$

Na začiatku je zvolený už spomínaný pomer u/c_{iz} .

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,44 [-] \quad (3.5)$$

Je taktiež nutné zvoliť stredný priemer lopatkovania, pretože zo zadania nie je známy. Postupom času bola táto hodnota optimalizovaná s ohľadom na výšku vyrovnávacieho piestu a potreby tlakového spádu.

$$D_s = 0,605 \text{ m} \quad (3.6)$$

Obvodová rýchlosť na strednom priemere

$$u = \pi \cdot D_s \cdot n = \pi \cdot 0,605 \cdot 119 = 226,2 \frac{m}{s} \quad (3.7)$$

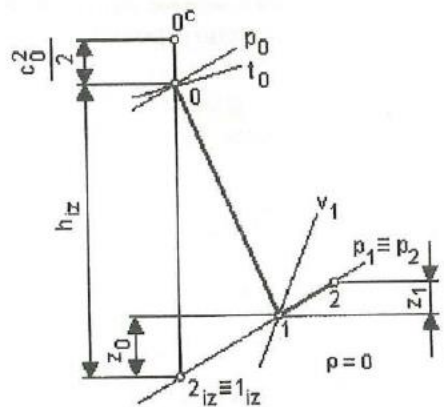
Stanovenie izoentropickej absolútnej rýchlosti

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{226,2}{0,44} = 514,0 \frac{m}{s} \quad (3.8)$$

Určenie približného izoentropického spádu na regulačný stupeň. Absolútna rýchlosť na vstupe do dýz bola zanedbaná vzhľadom k veľkosti c_{1iz} . Odporúčaná hodnota je v rozpätí $90 - 140 \frac{kJ}{kg}$. [11]

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} = 131,7 \frac{kJ}{kg} \quad (3.9)$$

Z vypočítaného izoentropického spádu je možné stanoviť ideálny stav pary na výstupe zo statorovej a rotorovej časti, pretože sú obidva body pre tento stav zhodné, čo znázorňuje obrázok č. 3-1.



Obr. č. 3-1 - Predbežný priebeh expanzie pary v regulačnom stupni [2]

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} = 3405,9 - 131,7 = 3274,2 \frac{kJ}{kg} \quad (3.10)$$

$$i_{2iz} = i_{1iz} = 3274,2 \frac{kJ}{kg} \quad (3.11)$$

Potom tlak a merný objem pary v bode 1_{iz} a 2_{iz}

$$p_{1iz} = p_{2iz} = f(i_{2iz}, s_0) = 54,7 \text{ bar} \quad (3.12)$$

Hodnota kritického tlaku nám určuje tvar profilu kanálu. Ak je tlak na výstupe z regulačného stupňa vyšší ako hodnota kritického tlaku, nedochádza ku kritickému prúdeniu a je vhodné neskôr zvoliť nerozšírenú dýzu[2]. V opačnom prípade je nutné použiť rozšírený profil, aby nedochádzalo k odklonu prúdu pary pri výtoku z dýzy. Výpočet je závislý od stavu pary prechádzajúcej stupňom. V tomto prípade ide o prehriatu vodnú paru a preto je rovnica v nasledovnom tvare

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 82,45 = 45,0 \text{ bar} \quad (3.13)$$

$$p_2 \geq p_{krit} \Rightarrow \text{nerozšírená dýza} \quad (3.14)$$

Ďalšou voľbou je výstupný uhol z rozvážacej mreže, ktorý bol neskôr v detailnom výpočte zoptimalizovaný podľa výpočtu výstupov z rýchlostného trojuholníka.

$$\alpha_1 = 11^\circ = 0,192 \text{ rad} \quad (3.15)$$

Pre stanovenie koncového bod expanzie v stupni je nutné dopočítať straty v statore, s ktorým súvisí voľba rýchlostného súčiniteľa pre dýzu, ktorý bol rovnako ako výstupný uhol v detailnom výpočte korigovaný podľa dopočtu rýchlostného trojuholníka regulačného stupňa.

$$\varphi = 0,977 [-] \quad (3.16)$$

Straty v statore

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,977^2) \cdot 131,7 = 6,0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.17)$$

Rovnako ako pre stator je zvolený rýchlostný súčiniteľ pre obežnú lopatku, ktorý bol taktiež následne v detailnom výpočte korigovaný na základe rýchlostného trojuholníka.

$$\psi = 0,903 [-] \quad (3.18)$$

Straty v rotore

$$z_1 = (1 - \psi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,903^2) \cdot 131,7 = 25,0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.19)$$

Zo spočítaných strát je možné určiť stav na výstupe z dýzy 1

$$i_1 = f(p_{1iz}, i_{21z} + z_0) = 3280,2 \frac{kJ}{kg} \quad (3.20)$$

Stav na výstupe z obežnej lopatkovej rady

$$i_2 = f(p_{2iz}, i_{2iz} + z_0 + z_1) = 3305,8 \frac{kJ}{kg} \quad (3.21)$$

V nasledujúcej kapitole bude pre výpočet potrebný skutočný merný objem pary na výstupe z dýzy

$$v_1 = f(p_{1iz}, i_1) = 0,056 \frac{m^3}{kg} \quad (3.22)$$

3.1.1. Dĺžka lopatky a parciálny ostrek

Dĺžka výstupnej hrany dýzy pri totálnom ostreku

$$l_{ot} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{13,99 \cdot 0,056}{\pi \cdot 0,605 \cdot 514 \cdot 0,977 \cdot \sin 11} = 4,3 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Ďalej je nutné dopočítať optimálnu dĺžku rozvádzacej lopatky, ktorá vyžaduje znalosť súčiniteľov α a δ .

Súčiniteľ δ

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} \quad (3.24)$$

$$\delta = 0,1467 \cdot \frac{(0,44)}{\left(\frac{7140}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,605^{0,5}} = 0,056$$

kde

$\frac{c}{a} = 0,1467 [-]$ - experimentálna konštanta pre A-kolo

Súčiniteľ α

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,605}{0,0398 \cdot 1 + \delta \cdot 0,605}} = 2,865 [-] \quad (3.25)$$

kde

$$\frac{b}{a} = 0,0398 [-] - \text{konštanta}$$

Pre výpočet bol zvolený druh parciálneho ostreku v celku tzn. pre tento prípad iba hornej polovice kanálu.

$$s_1 = 1 [-] \quad (3.26)$$



Obr. č. 3-2 - Parciálny ostrek v celku [1]

Optimálna dĺžka rozvádzacej lopatky

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,865 \cdot \sqrt{4,3} = 18,8 \text{ mm} \quad (3.27)$$

Skutočná dĺžka lopatky l_0 vyjde zo zaokrúhlenej optimálnej dĺžky na celé milimetre.

$$l_0 = 18 \text{ mm} \quad (3.281)$$

Redukovaná dĺžka lopatky je taká, pri ktorej s plným ostrekom dosiahne rovnakú účinnosť ako pri parciálnom ostreku s vypočítanou dĺžkou l_0 .

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad (3.29)$$

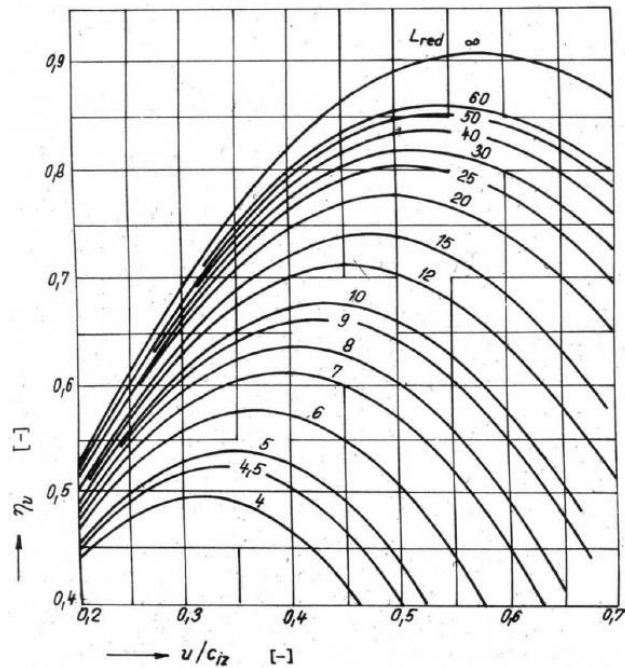
$$L_{red} = \frac{19}{1 + \left(\frac{19}{18,8}\right)^2 - 0,056 \cdot 19} = 20 \text{ mm}$$

Pre vypočítanú redukovanú dĺžku lopatky a zvolený pomer obvodovej rýchlosti ku izoentropickej absolútnej rýchlosti je ďalej potrebné určiť redukovanú obvodovú účinnosť z obrázku č. 3-3.

$$\eta_u = 0,78 [-] \quad (3.30)$$

Parciálny ostrek, ktorého doporučená hodnota je v rozpätí 0,2 – 0,48.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{4,3}{19} = 0,23 [-] \quad (3.31)$$



Obr. č. 3-3 - Redukovaná účinnosť regulačného stupňa (A-kolo) [1]

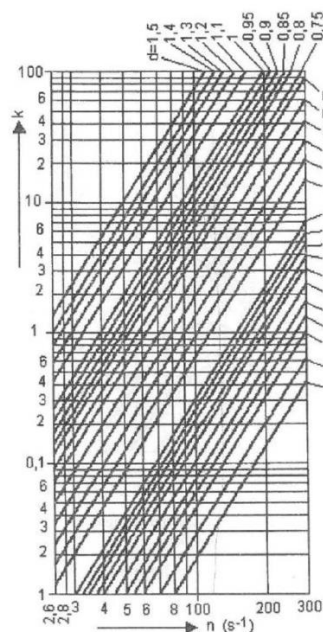
3.1.2. Predbežný výkon regulačného stupňa

Zo závislosti otáčok rotoru a stredného priemeru sa z obrázku č. 3-4 stanoví strata trením a ventiláciou regulačného stupňa k .

$$k = 2,1 [-] \quad (3.32)$$

Absolútna hodnota straty trením a ventiláciou

$$Z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{2,1}{13,99 \cdot 0,056} = 2,6 \frac{kJ}{kg} \quad (3.33)$$



Obr. č. 3-4 - Strata trením a ventiláciou RS [2]

Pomerná strata trením a ventiláciou

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{2,6}{131,7} = 0,02 [-] \quad (3.34)$$

Predbežná vnútorná termodynamická účinnosť regulačného stupňa

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,78 - 0,02 = 0,76 [-] \quad (3.35)$$

Predbežný vnútorný výkon

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 13,99 \cdot 131,7 \cdot 0,76 = 1399,9 \text{ kW} \quad (3.36)$$

Po výpočte účinnosti je možné stanoviť entalpiu za regulačným stupňom, z ktorej sa následne určí celkový stav pary na výstupe.

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \quad (3.37)$$

$$i_2 = 3405,9 - 0,76 \cdot 131,7 = 3305,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Keďže je známa hodnota entalpie a tlaku na výstupe zo stupňa, môžeme určiť celkový stav pary

$$v_2 = f(p_2, i_2) = 0,057 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.38)$$

$$s_2 = f(p_2, i_2) = 6,766 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \quad (3.39)$$

$$t_2 = f(p_2, i_2) = 448,1 \text{ °C} \quad (3.40)$$

3.2. Detailný návrh regulačného stupňa

Úlohou predbežného návrhu bolo stanovenie základných geometrických rozmerov a výkonových charakteristík stupňa. V detailnom výpočte budú upresnené hodnoty rýchlostných súčiniteľov, strát, a nakoniec bude stanovený tvar rýchlostného trojuholníka. Taktiež sa vyberie vhodný profil lopatiek. V nasledujúcej kapitole sa pracuje s nasledujúcimi hodnotami z predchádzajúcich výpočtov.

Tab. č. 3-1 - Parametre regulačného stupňa z predbežného výpočtu

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Stredný priemer lopatkovania	D _s	0,605	[m]
Optimálny pomer u/c _{iz}	u/c _{iz}	0,44	[-]
Tepelný spád na stupeň	h _{iz}	131,7	[kJ/kg]
Otáčky rotoru	n	7140	[1/min]
Tlak pary na výstupe	p ₂	54,7	[bar]
Približná dĺžka lopatky	l ₀	19	[mm]
Parciálny ostrek	ε	0,23	[-]
Hmotnostný tok	M	13,99	[kg/s]
Výstupný uhol z rozvádzačej mreže	α	11	[°]
Obvodová rýchlosť na strednom priemere	u	226,2	[m/s]

3.2.1. Stav pary v medzere a na výstupe z regulačného stupňa

Na počiatku musí byť zvolený stupeň reakcie, ktorý definuje pomer izoentropického spadu na rotor ku izoentropickému celkovému spádu. Napriek tomu, že bol zvolený akčný stupeň, volí sa jemný stupeň reakcie v rozsahu 0,03 - 0,06 [2].

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} = 0,03 [-] \quad (3.41)$$

Na základe voľby stupňa reakcie je tepelný spád rozdelený na statorovú a rotorovú časť.

Spád na stator

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,03) \cdot 131,7 = 127,7 \frac{kJ}{kg} \quad (3.42)$$

Spád na rotor

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,03 \cdot 131,7 = 4,0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.43)$$

Výpočet ideálneho bodu 1_{iz} na výstupe z dýzy

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3405,9 - 127,7 = 3277,7 \frac{kJ}{kg} \quad (3.44)$$

Tlak v ideálnom bode 1_{iz}

$$p_{1iz} = f(s_0, i_{1iz}) = 55,3 \text{ bar} \quad (3.45)$$

Tlak v ideálnom bode a skutočnom bude 1 sú zhodné

$$p_{1iz} = p_1 = 53,3 \text{ bar} \quad (3.46)$$

Je nutné skontrolovať tlak vo výstupnom priereze dýzy s kritickým tlakom.

$$p_1 \geq p_{krit} \Rightarrow \text{nedochádza ku kritickému prúdeniu} \quad (3.47)$$

Keďže nedochádza ku kritickému prúdeniu, uhol profilu α_{1p} je zhodný s uhlom výstupného prúdu pary α_1 .

V predbežnom výpočte bol stanovený predbežný rýchlostný súčiniteľ pre dýzu, pomocou ktorého sú dopočítané straty na statore, ktoré po pripočítaní k ideálnemu stavu pary stanoví skutočný bod 1. Po dokončení detailného výpočtu bola táto strata upresnená.

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3277,7 + 5,76 = 3283,5 \frac{kJ}{kg} \quad (3.48)$$

Entropia v ideálnom bode na výstupe z obežnej lopatky

$$s_{2iz} = s_{1iz} = f(p_1, i_1) = 6,722 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (3.49)$$

Tlak v rovnakom bode

$$p_{2iz} = p_2 = f(s_{2iz}, i_1 - h_{iz}^R) = 54,6 \text{ bar} \quad (3.50)$$

Entalpia sa potom rovná funkčnej závislosti

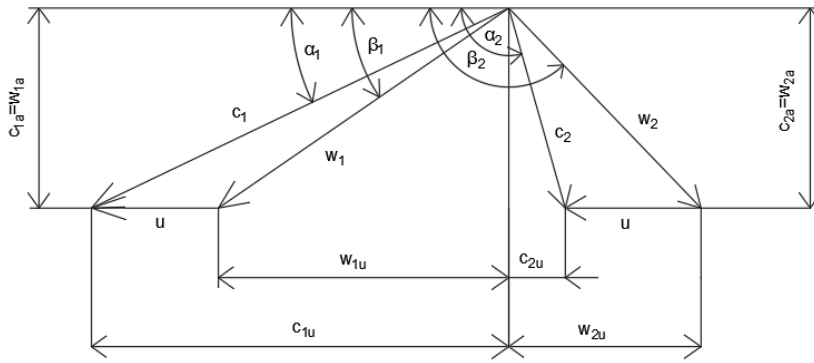
$$i_{2iz} = f(p_{2iz}, s_{2iz}) = 3273,7 \frac{kJ}{kg} \quad (3.51)$$

Entalpia v skutočnom bode 2 je spočítaná pomocou rotorových strát zistených z predbežného výpočtu, ktoré boli podobne ako statorové straty po dokončení výpočtu upresnené.

$$i_2 = i_{2iz} + z_1 = 3281,1 \frac{kJ}{kg} \quad (3.52)$$

3.2.2. Výpočet rýchlostného trojuholníka

Pomocou stanovenia rýchlostného trojuholníka boli na konci optimalizované hodnoty rýchlostných súčiniteľov na základe rozdielu v uhloch α a β medzi vstupom a výstupom.



Obr. č. 3-5 - Rýchlostný trojuholník RS s označením rýchlostí a uhlov

Teoretická rýchlosť na výstupe z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz}} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,03) \cdot 131,7} = 505,4 \frac{m}{s} \quad (3.53)$$

Po upresnení teoretickej rýchlosti na výstupe z dýzy možno stanoviť skutočný pomer obvodovej rýchlosti ku izoentropickej absolútnej rýchlosti

$$\frac{u}{c_{iz}} = \frac{u}{c_{1iz}} = 0,448 [-] \quad (3.54)$$

Absolútna rýchlosť pary na výstupe z dýzy je upresnená pomocou

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,977 \cdot 505,4 = 493,9 \frac{m}{s} \quad (3.55)$$

Relatívna rýchlosť pary na výstupe z dýzy

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \\ w_1 &= \sqrt{493,9^2 + 226,2^2 - 2 \cdot 493,9 \cdot 226,2 \cdot \cos(11)} \\ &= 276,3 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (3.56)$$

Zložka absolútnej rýchlosti v obvodovom smere na výstupe z dýzy

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 493,9 \cdot \cos(11) = 484,8 \frac{m}{s} \quad (3.57)$$

Zložka relatívnej rýchlosti v obvodovom smere na výstupe z dýzy

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 484,8 - 226,2 = 258,6 \frac{m}{s} \quad (3.58)$$

Zložka absolútnej rýchlosti v axiálnom smere na výstupe z dýzy

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 493,9 \cdot \sin(11) = 94,2 \frac{m}{s} \quad (3.59)$$

Zložka relatívnej rýchlosti v axiálnom smere na výstupe z dýzy je rovná absolútnej rýchlosti

$$c_{1a} = w_{1a} = 94,2 \frac{m}{s} \quad (3.60)$$

Uhol relatívnej rýchlosti na výstupe z dýzy je potom

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{258,6}{276,3} = 20^\circ \quad (3.61)$$

Teoretická relatívna rýchlosť na výstupe z rotoru

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,03 \cdot 131700 + 276,3^2} = 282,4 \frac{m}{s} \quad (3.62)$$

Relatívna rýchlosť pary na výstupe z rotoru

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,903 \cdot 282,4 = 254,9 \frac{m}{s} \quad (3.63)$$

Pred ďalším krokom je potrebné zvoliť veľkosť výstupného uhlu skutočnej relatívnej rýchlosti[2].

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - (5)) = 165^\circ \quad (3.64)$$

Absolútna rýchlosť pary na výstupe z rotoru

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)}$$

$$c_2 = \sqrt{254,9^2 + 226,2^2 - 2 \cdot 254,9 \cdot 226,2 \cdot \cos(180 - 165)} \quad (3.65)$$

$$= 68,9 \frac{m}{s}$$

Zložka relatívnej rýchlosti v obvodovom smere na výstupe z rotoru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 254,9 \cdot \cos(165) = -246,2 \frac{m}{s} \quad (3.66)$$

Zložka absolútnej rýchlosti v obvodovom smere na výstupe z rotoru

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -246,2 + 226,2 = -20,0 \frac{m}{s} \quad (3.67)$$

Zložka absolútnej rýchlosti v axiálnom smere na výstupe z rotoru

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 254,9 \cdot \sin(165) = 66,0 \frac{m}{s} \quad (3.68)$$

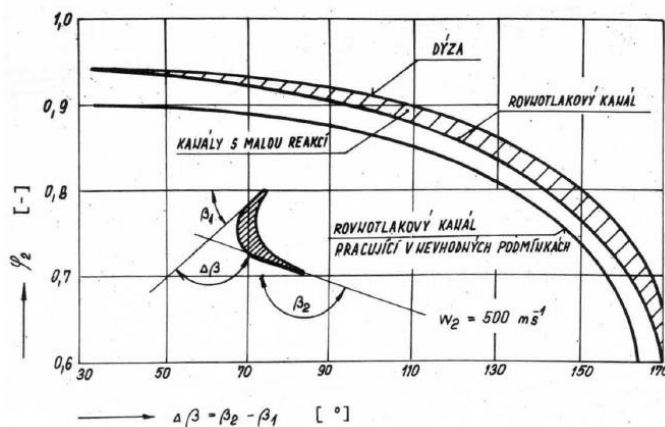
Zložka relatívnej rýchlosti v axiálnom smere na výstupe z rotoru

$$c_{2a} = w_{2a} = 66,0 \frac{m}{s} \quad (3.69)$$

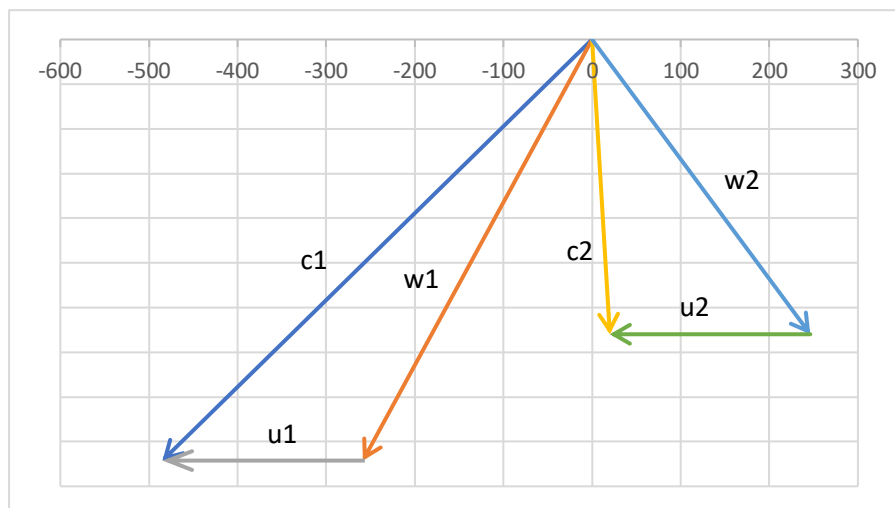
Uhol absolútnej rýchlosti na výstupe z rotoru

$$\alpha_2 = 90 + \arctg\left(\frac{66}{-20}\right) = 90 + 17 = 107^\circ \quad (3.70)$$

S dopočítanými všetkými zložkami rýchlosti a ich uhlami je možné zostrojiť rýchlostný trojuholník regulačného stupňa a podľa grafu závislosti rýchlostných súčiniteľov na uhloch uhnutia prúdu [1] upresniť hodnotu rýchlostných súčiniteľov.



Obr. č. 3-6 - Závislosť rýchlostného súčiniteľa na rozdiel uhlov [1]



Obr. č. 3-7 - Rýchlostný trojuholník regulačného stupňa

3.2.3. Tvar prietokového kanálu a voľba profilu

V predchádzajúcej kapitole pomocou kontroly výstupného tlaku z obežných lopatiek voči kritickému bolo stanovené použitie nerozširujúcej sa dýzy – valcový tvar. Ďalej bude potrebné zvoliť vhodný profil statoru a rotoru z tabuľky v [2].

Dĺžka obežnej lopatky na vstupe sa teda rovná veľkosti na výstupe. Volí sa ešte presah lopatiek Δl v rozpätí 1 – 3 mm [2]. Pre kontrolu je overená hodnota skutočnej dĺžky rozvádzacej lopatky z predbežného výpočtu.

$$\Delta l = 2 \text{ mm} \quad (3.71)$$

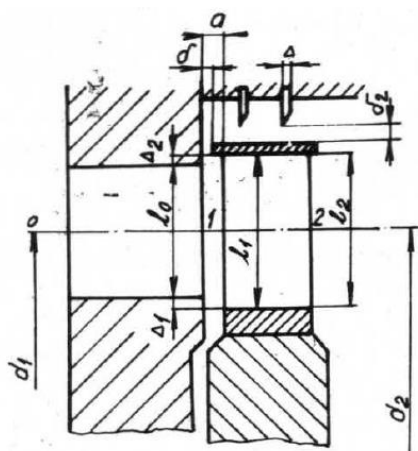
Dĺžka rozvádzacej lopatky

$$l_0 = M \cdot \frac{v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (3.72)$$

$$l_0 = 13,99 \cdot \frac{0,056}{\pi \cdot 0,605 \cdot 0,23 \cdot \sin(11)} = 19,1 \text{ mm}$$

Konečná dĺžka lopatky na vstupe a výstupe je

$$l_1 = l_2 = \Delta l + l_1 = 19,1 + 2 = 21,1 \text{ mm} \quad (3.73)$$

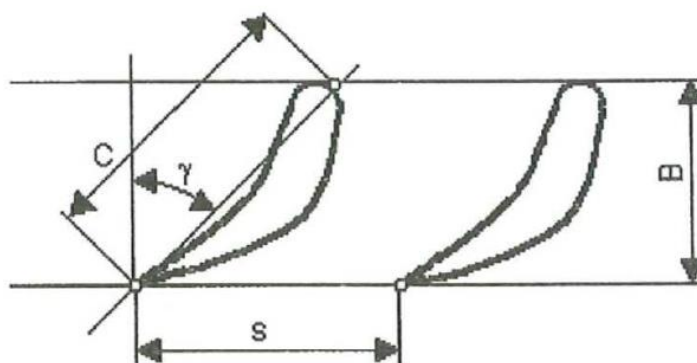


Obr. č. 3-8 - Valcový prietokový kanál [1]

Pre statorovú dýzu bol zvolený rovnotlakový profil **TS-2A** s nasledujúcimi parametrami [2]:

Tab. č. 3-2 - Parametre zvoleného statorového profilu

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Pomerná rozteč	s/c	0,71	[-]
Dĺžka tetivy profilu	c	0,03	[m]
Uhol nastavenia profilu	γ	37	[°]
Uhol na výstupe z mreže	α	11	[°]



Obr. č. 3-9 - Označenie charakteristických rozmerov profilu [2]

Niektoré parametre profilu neboli uvedené v tabuľke, napr. šírka, rozteč a počet lopatiek, ktoré sú neskôr potrebné pri pevnostnej kontrole, preto je nutné ich dopočítať.

Šírka lopatky

$$B = c \cdot \cos(\gamma) = 0,03 \cdot \cos(37) = 0,024 \text{ m} \quad (3.74)$$

Rozteč lopatiek

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,03 \cdot 0,71 = 0,0213 \text{ m} \quad (3.75)$$

Počet dýz na stupeň, pri ktorom je potrebné zohľadniť veľkosť parciálneho ostreku

$$z_s = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot D}{s} = \frac{\pi \cdot 0,23 \cdot 0,605}{0,0213} = 20,5 \Rightarrow 21 \text{ [-]} \quad (3.76)$$

Pre obežné lopatky bol zvolený rovnotlakový profil **25TR1** s parametrami [2]:

Tab. č. 3-3 - Parametre zvoleného profilu obežnej lopatky

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Pomerná rozteč	s/c	0,6	[-]
Dĺžka tetivy profilu	c	0,025	[m]
Uhol nastavenia profilu	γ	10,4	[°]
Výstupný uhol z lopatky	β	20	[°]
Ohybový modul prierezu	W_{\min}	0,2078	[cm ³]
Hustota materiálu lopatiek	ρ	7850	[kg/m ³]
Prierez profilu lopatky	S	1,812	[cm ²]

Podobne ako u dýzy musia byť niektoré parametre, ako napríklad šírka a rozteč lopatky, dopočítané.

Šírka lopatky

$$B = c \cdot \cos(\gamma) = 0,025 \cdot \cos(10,4) = 0,025 \text{ m} \quad (3.77)$$

Rozteč lopatiek

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,025 \cdot 0,6 = 0,015 \text{ m} \quad (3.78)$$

Počet obežných lopatiek stupňa

$$z_r = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot D}{s} = \frac{\pi \cdot 0,23 \cdot 0,605}{0,015} = 127 [-] \quad (3.79)$$

3.2.4. Výpočet energetických strát

Veľkosť jednotlivých energetických strát na rotore a statore boli už stanovené v predbežnom výpočte. Na základe upravených veličín z rýchlostného trojuholníka a rýchlostných súčiniteľov sú upresnené ich hodnoty.

Straty v rozvážacej mreži

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{505,4^2}{2} \cdot (1 - 0,977^2) = 5,8 \frac{kJ}{kg} \quad (3.80)$$

Straty v obežnej lopatkovej rade

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{282,4^2}{2} \cdot (1 - 0,903^2) = 7,4 \frac{kJ}{kg} \quad (3.81)$$

Strata výstupnou rýchlosťou, s ktorou nebude počítané, pretože ide o mnohostupňovú turbínu a kinetická energia z rýchlosti je následne využitá v stupňovej časti.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{68,9^2}{2} = 2,4 \frac{kJ}{kg} \quad (3.82)$$

Obvodová účinnosť stupňa

$$\eta_u = \frac{h_{iz,rs} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz,rs}} = \frac{131,7 - 5,8 - 7,4 - 2,4}{131,7} = 0,882 [-] \quad (3.83)$$

Vnútorňú termodynamickú účinnosť stupňa vzniká odčítaním hlavných pomerných strát od vypočítanej obvodovej účinnosti v nasledujúcej časti.

Pomerná strata trením a ventiláciou disku obsahuje koeficient trenia $k_{tř}$, ktorý sa volí v rozsahu doporučenom v [2].

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \quad (3.84)$$
$$\xi_5 = 0,0008 \cdot \frac{0,605^2}{0,00176} \cdot \left(\frac{226,2}{\sqrt{2 \cdot 131,7 \cdot 1000}}\right)^3 = 0,014 [-]$$

kde koeficient $k_{tř} = 0,0008 [-]$

Prietokový prierez

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) = 0,605 \cdot 0,0191 \cdot 0,23 \cdot \sin(11) = 17,6 \text{ mm}^2$$

Pomerná strata parciálnym ostrekom sa skladá zo strát vznikajúcich ventiláciou neostreknutých lopatiek a strát vznikajúcich na okrajoch pásma ostreku. Pre zmenšenie ventilačných strát je možné použiť zakrytie obežného kola mimo uskutočnený ostrek.

Pomerná strata ventiláciou neostreknutých lopatiek

$$\xi_{61} = \frac{0,065 \cdot 1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\sin(\alpha_1) \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065 \cdot 1 - 0,23 - 0,5 \cdot (1 - 0,23)}{\sin(11) \cdot 0,23} \cdot \left(\frac{226,2}{\sqrt{2 \cdot 131,7 \cdot 1000}} \right)^3$$

$$= 0,049 [-]$$
(3.85)

Strata na okraji pásma ostreku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,0211}{0,00176} \cdot \left(\frac{226,2}{\sqrt{2 \cdot 131,7 \cdot 1000}} \right) \cdot 0,88 \cdot 1$$

$$= 0,006 [-]$$
(3.86)

Celková pomerná strata parciálnym ostrekom

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,049 + 0,006 = 0,055 [-]$$
(3.87)

Aby nedochádzalo k veľkým stratám radiálnou medzerou, je na obežnú radu použitá bandáž. Pre určenie pomernej straty radiálnou medzerou s bandážou je najprv nutné stanoviť niekoľko parametrov potrebných na výpočet.

Radiálna medzera

$$\delta_r = \frac{1}{1000} \cdot 0,605 + 0,0002 = 0,805 \text{ mm}$$
(3.88)

Axiálna medzera

$$\delta_a = 0,002 \text{ m}$$
(3.89)

Voľba počtu britov bandáže

$$z = 2 [-]$$
(33.90)

Hodnota ekvivalentnej vôle

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{2}{0,000805^2}}}$$

$$= 0,42 \text{ [mm]}$$
(3.91)

Stupeň reakcie na špici lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,03) \cdot \frac{\frac{0,605}{0,0211}}{1 + \frac{0,605}{0,0211}}$$

$$= 0,063 [-]$$
(3.92)

Hodnota prietokového súčiniteľa bola zvolená podľa odporúčania [2]

$$\mu = 0,5 [-]$$
(3.93)

Pomerná strata radiálnou medzerou s použitím bandáže

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D + l_0)}{S}$$

$$\xi_7 = 0,00042 \cdot \sqrt{\frac{0,063}{1-0,03}} \cdot 0,88 \cdot \frac{\pi \cdot (0,605 + 0,0191)}{0,00176} = 0,024 [-]$$
(3.94)

Vnútorná termodynamická účinnosť

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,882 - 0,014 - 0,055 - 0,024 = 0,789 [-]$$
(3.95)

S vypočítanou účinnosťou, izoentropickým spádom a známym množstvom pretekanej pary je možné stanoviť vnútorný výkon stupňa a koncový bod expanzie, s ktorým bude počítané v nasledujúcej kapitole stupňovej časti.

Vnútorný výkon stupňa

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 13,99 \cdot 131,7 \cdot 0,79 = 1453,6 [-]$$
(3.96)

Koncový bod expanzie na výstupe zo stupňa

$$i_{2c} = i_0 + h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 3405,9 + 131,7 \cdot 0,79 = 3299,6 \frac{kJ}{kg}$$
(3.97)

Najdôležitejším parametrom v rámci optimalizácie je tlakové číslo, ktoré sa pre rovnotlakový stupeň pohybuje v rozmedzí 4 – 7 [11].

Tlakové číslo

$$\psi_{RS} = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} = \frac{2 \cdot 131,7 \cdot 1000}{226,2^2} = 5,15 [-]$$
(3.98)

Konečný stav pary na výstupe

$$i_{RS,2} = i_{2c} = 3301,9 \frac{kJ}{kg}$$
(3.99)

$$p_{RS,2} = p_2 = 54,6 \text{ bar}$$
(3.100)

$$v_{RS,2} = f(i_{2c}, p_2) = 0,057 \frac{m^3}{kg}$$
(3.101)

$$s_{RS,2} = f(i_{2c}, p_2) = 6,76 \frac{kJ}{K \cdot kg}$$
(3.102)

Kontrola Machového čísla v regulačnom stupni

Tab. č. 3-4 - Kontrola Machového čísla pre regulačný stupeň

Bod	Rýchlosť zvuku	Machovo číslo	Prúdenie
0	654,9	0,754	Podkritické prúdenie
1	628,6	0,786	Podkritické prúdenie
2	634,3	0,402	Podkritické prúdenie
[-]	a [m/s]	M [-]	[-]

$$M = \frac{c}{a} = \frac{w}{a} [-]$$
(3.103)

Rýchlosť zvuku pre dané prostredie bola zistená pomocou knižnice X-Steam [7].

3.3. Pevnostná kontrola stupňa

Na záver detailného výpočtu regulačného stupňa bola uskutočnená kontrola obežných lopatiek, ktorej cieľom bude stanoviť veľkosť odstredivého a ohybového napätia. V prípade vysokých hodnôt, bude nutné zmeniť geometriu, prípadne vybrať iný profil. Postup výpočtu nasledovaný podľa metodiky [3].

3.3.1. Odstredivé a ohybové napätie

Na veľkosť ohybového napätia má vplyv aj veľkosť parciálneho ostreku, preto sa vypočíta počet ostreknutých lopatiek.

$$z_{os} = z_r \cdot \varepsilon = 127 \cdot 0,23 = 30 [-] \quad (3.104)$$

Sila v obvodovom smere

$$F_u = M \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{os}} = 13,99 \cdot \frac{484,8 - (-20,0)}{30} = 235,4 \text{ N} \quad (3.105)$$

Axiálna sila na jednu ostreknutú lopatku

$$F_{a1} = \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{os}} + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot 10^5 \cdot \frac{p_1 - p_2}{z_r}$$

$$F_{a1} = \frac{484,8 - (-20,0)}{30} + \pi \cdot 0,605 \cdot 0,0211 \cdot 10^5 \cdot \frac{55,3 - 54,6}{30}$$

$$= 35,5 \text{ N} \quad (3.106)$$

Celková axiálna sila na obežné lopatky regulačného stupňa

$$F_{a1} = (c_{1u} - c_{2u}) + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot 10^5 \cdot (p_1 - p_2) =$$

$$F_a = (484,8 - (-20,0)) + \pi \cdot 0,605 \cdot 0,0211 \cdot 10^5 \cdot (55,3 - 54,6)$$

$$= 3234,8 \text{ N} \quad (3.107)$$

Moment pôsobiaci na lopatku od obvodovej sily

$$M_u = F_u \cdot \left(\frac{l_2}{2}\right) = 235,4 \cdot \left(\frac{0,0211}{2}\right) = 2,48 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.108)$$

Moment pôsobiaci na lopatku od axiálnej sily

$$M_a = F_{a1} \cdot \left(\frac{l_2}{2}\right) = 35,5 \cdot \left(\frac{0,0211}{2}\right) = 0,38 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.109)$$

Výsledný ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{2,5^2 + 0,4^2} = 2,51 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.110)$$

Výsledné ohybové napätie v pätnom priereze obežnej lopatky sa vypočíta ako ohybový moment podelený ohybovým modulom prierezu, ktorý je špecifický pre každý profil, preto v prípade vysokého ohybového napätia je nutné vybrať iný profil.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{2,51}{0,2078} = 12,1 \text{ MPa} \quad (3.111)$$

Uhlová rýchlosť lopatiek

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 119 = 747,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.112)$$

Odstredivá sila na jednu lopatku

$$F_{ol} = \rho \cdot S \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 =$$

$$F_{ol} = 7850 \cdot 0,000181 \cdot 0,0211 \cdot \frac{0,605}{2} \cdot 747,7^2 = 5075,6 \text{ N} \quad (3.113)$$

Pre zníženie strát radiálnou medzerou bol zvolený regulačný stupeň s bandážou, ktorá svojou váhou vytvára prídavné odstredivé sily, ktoré sa musia započítať. Volí sa hrúbka bandáže t_b 3 mm [5].

Stredný priemer vrátane bandáže

$$D_{sb} = D_s + t_b = 0,605 + 0,003 = 0,608 \text{ m} \quad (3.114)$$

Odstredivá sila na jednu lopatku od bandáže

$$F_{ob} = \rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot B \cdot t_b \frac{D_{sb}^2}{2 \cdot z_r} \cdot \omega^2 =$$

$$F_{ob} = 7850 \cdot \pi \cdot 0,0211 \cdot 0,025 \cdot 0,003 \frac{0,608^2}{2 \cdot 127} \cdot 747,7^2 = 1504,9 \text{ N} \quad (3.115)$$

Celková odstredivá sila na jednu lopatku

$$F_o = F_{ol} + F_{ob} = 5075,6 + 1504,9 = 6580,5 \text{ N} \quad (3.116)$$

Celkové ťahové napätie na jednu lopatku je znovu podielom celkovej odstredivej sily pôsobiacej na lopatku ku ploche prierezu.

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S \cdot 10^6} = \frac{6580,5}{0,0001812 \cdot 10^6} = 36,3 \text{ MPa} \quad (3.117)$$

Celkové namáhanie lopatky

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 2 \cdot 12,1 + 36,3 = 60,5 \text{ MPa} \quad (3.118)$$

4. Stupňová časť

Pred začatím výpočtu je nutné stanoviť druh lopatkovania. U parných turbín sa používajú výhradne dve koncepcie: rovnotlakové a pretlakové. S touto voľbou sa líši základné konštrukčné prevedenie stroja. U pretlakových stupňov sa volí stupeň reakcie 0,5, takže rotorová a statorová časť majú rovnakú geometriu. V skutočnosti stupeň reakcie nie je presne 0,5, ale jemne sa líši, takže bude nutné presnú hodnotu prepočítať. Voľba druhu lopatkovania ovplyvní niektoré parametre turbíny. S voľbou pretlakového konceptu sa zlepšuje prúdenie v obežnej lopatkovej mreži, čo vedie ku zvýšeniu účinnosti. Rozdielom tlaku pred a za stupňom, dochádza ku vysokým axiálnym silám (až stovky kN). Je niekoľko spôsobov, ako sa s týmto problémom vysporiadať. Pri veľkých parných turbínach sa využíva rozdelenie stupňov do dvoch skupín, s opačným smerom prúdenia pary. V tejto diplomovej práci bude použitý koncept využitia vyrovnávacieho piestu, pretože axiálne ložiská pokryjú len rádovo desiatky kN. Najprv sa predbežne vypočíta základná geometria a dôjde k rozdeleniu stupňovej časti na niekoľko kužeľov podľa tlaku, ktorý sa zvolí. V detailnom výpočte bude nasledovaná metóda c_a/u [2], pomocou ktorej je zistený výsledný tvar a vlastnosti prietokového kanálu.

4.1. Predbežný výpočet stupňovej časti

Mnohostupňová parná turbína je zložená z jedného, alebo viacerých kužeľov, kde je v každom kuželi konštantný hmotnostný prietok. Úlohou predbežného výpočtu je taktiež stanoviť počet stupňov, z koľkých sa bude stroj skladať, čo definuje dĺžku samotného zariadenia. Medzi základné rozmery patrí výška lopatiek, stredný priemer lopatkovania a pätný priemer, ktorý bol podľa odporúčania vedúceho práce navrhnutý ako konštantný pre celý kužeľ. Dôjde k stanoveniu približných výstupných uhlov lopatiek. Hlavným parametrom v predbežnom výpočte je Parsonsovo číslo, ktoré bude spočiatku zvolené pre najvyššiu účinnosť a následne v detailnom návrhu stupňovej časti upresnené.

Tab. č. 4-1- Stav pary na vstupe do stupňovej časti

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Entalpia	$i_{1,in}$	3301,9	[kJ/kg]
Tlak	$p_{1,in}$	54,6	[bar]
Merný objem	$v_{1,in}$	0,057	[m ³ /kg]
Entropia	$s_{1,in}$	6,761	[kJ/K.kg]

4.1.1. Stav pary na vstupe

Na počiatku výpočtu prietokového kužeľa je zvolený koncový tlak expanzie, ktorý je väčšinou stanovený požiadavkami na základe stavu pary v odberoch do technológií. V tejto diplomovej práci žiadne odbery nie sú, a preto sú výstupné hodnoty tlaku volené tak, aby došlo k rovnomernému rozloženiu záťaže medzi stupňami.

Tlak na výstupe z prvého kužeľa

$$p_{1,out} = 28 \text{ bar} \quad (4.1)$$

Ideálna hodnota entalpie na výstupe z prvého kužeľa

$$i_{1,outIZ} = f(p_{1,out}, s_{1,in}) = 3107,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.2)$$

Keďže je známy ideálny stav na výstupe z kužeľa, možno dopočítať izoentropický spád na celý kužeľ.

$$H_{1,iz} = i_{1,in} - i_{1,outIZ} = 3301,9 - 3107,5 = 194,4 \frac{kJ}{kg} \quad (4.3)$$

Aby sa mohlo pokračovať, je potrebné odhadnúť termodynamickú účinnosť stupňa, pomocou ktorej sa vytvorí odhadovaný bod. Hodnota bude na konci upresnená.

$$\eta_{tdi,odh} = 0,81 [-] \quad (4.4)$$

Skutočný izoentropický spád pre odhadovanú účinnosť

$$H_{1,odh} = H_{1,iz} \cdot \eta_{tdi,odh} = 194,4 \cdot 0,81 = 157,5 \frac{kJ}{kg} \quad (4.5)$$

Entalpia odhadovaného konca expanzie

$$i_{1out,odh} = i_{1,in} - H_{1,odh} = 3301,9 - 159,4 = 3144,5 \frac{kJ}{kg} \quad (4.6)$$

Merný objem odhadovaného konca expanzie

$$v_{1out,odh} = f(i_{1out,odh}, p_{1,out}) = 0,099 \frac{m^3}{kg} \quad (4.7)$$

Pre vyrovnanie axiálnych síl je nutné použiť vyrovnávací piest, ktorým musí prechádzať určité množstvo pary, takže o tento hmotnostný tok sa jej privádza na stupňovú časť menej. Spočiatku bolo množstvo stanovené na 1% z celkového toku, ale po výpočte upchávkového systému spolu s vyrovnávacím piestom v kapitole 6.1, bola táto hodnota upravená. Po prechode pary vyrovnávacím piestom, je para podľa výstupného tlaku zavedená nazad do stupňovej časti, pred štvrtý kužel.

$$m_1 = M - m_{VP} = 13,99 - 0,60 = 13,39 \frac{kg}{s} \quad (4.8)$$

4.1.2. Výpočet stredného priemeru a počtu stupňov

Na začiatku sa zvolí veľkosť stredného Parsonsovho čísla Pa_s , odporúča sa voľba v oblasti najvyššej účinnosti, v rozpätí 0,6 až 0,85 [2]. S rastúcou hodnotou tohto koeficientu sa zvyšuje počet stupňov a naopak.

$$Pa_s = 0,7 [-] \quad (4.9)$$

U prvého a posledného stupňa dôjde k poklesu, preto sa volí hodnota, o 5 až 10 % nižšia[2].

Parsonsovo číslo na vstupe

$$Pa_1 = 0,94 \cdot Pa_s = 0,94 \cdot 0,7 = 0,658 [-] \quad (4.10)$$

Parsonsovo číslo na výstupe

$$Pa_n = 0,95 \cdot Pa_s = 0,95 \cdot 0,7 = 0,665 [-] \quad (4.11)$$

Medzi ďalšiu voľbu patrí výstupný uhol statorovej a následne rotorovej lopatky, ktorý predstavuje otvorenie prietokového kanálu. Spočiatku by malo dôjsť k pomalému rastu a so zvyšujúcou sa dĺžkou lopatiek a nárastom merného objemu pary, sa tento uhol zväčšuje. Odporúča sa voliť v rozpätí 11 – 36° [2].

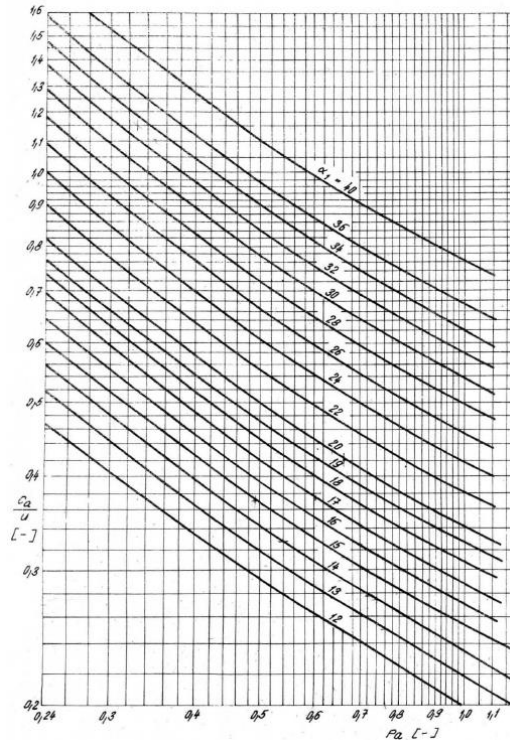
Výstupný uhol prvej statorovej lopatky

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (4.12)$$

Výstupný uhol poslednej obežnej lopatky

$$\alpha_n = 13^\circ \quad (4.13)$$

Zo zvolených výstupných uhlov a Parsonsových čísel je z funkčnej závislosti z obrázku č. 4-1 možné určiť pomer absolútnej rýchlosti v axiálnom smere k obvodovej rýchlosti.



Obr. č. 4-1 - Diagram pre výpočet stupňovej časti metódou c_a/u [2]

Pomer c_a/u pre výstup zo statorovej lopatky na vstupe

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = f(\alpha_1, Pa_1) = 0,249 [-] \quad (4.14)$$

Pomer c_a/u pre výstup z poslednej obežnej lopatky

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = f(\alpha_n, Pa_n) = 0,269 [-] \quad (4.15)$$

Poslednou voľbou pre predbežný výpočet stupňovej časti je dĺžka prvej lopatky kužela. Pre výstup je preferovaná voľba pomeru dĺžky k strednému priemeru, z ktorého sa výška lopatky priamo dopočíta. Na vstupe je minimálna hranica približne 18 mm a na výstupe tvoria limit odstredivé sily, ktoré dosahujú kritických hodnôt najmä na poslednom kuželi parnej turbíny.

Dĺžka prvej lopatky

$$l_1 = 19 \text{ mm} \quad (4.16)$$

Jednou z podmienok stupňovej časti, ktorá je stanovená na začiatku, je kužel po celej dĺžke na konštantnom pätnom priemere, ktorý bol dosiahnutý zvolením vhodného pomeru dĺžky lopatky k strednému priemeru lopatkovania, pomocou iteračného procesu.

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,076 [-] \quad (4.17)$$

Stredný priemer lopatkovania na vstupe

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 \cdot v_{1,in}}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{13,39 \cdot 0,057}{119 \cdot 0,019 \cdot 0,249}} = 0,371 \text{ m} \quad (4.18)$$

Vonkajší priemer lopatkovania na vstupe

$$D_{v1} = D_1 + l_1 = 0,371 + 0,019 = 0,390 \text{ m} \quad (4.19)$$

Pätný priemer lopatkovania na vstupe

$$D_{p1} = D_1 - l_1 = 0,371 - 0,019 = 0,352 \text{ m} \quad (4.20)$$

Stredný priemer lopatkovania na výstupe

$$D_n = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 \cdot v_{1out,odh}}{n \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n}} \quad (4.21)$$

$$D_n = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{13,39 \cdot 0,099}{119 \cdot \pi^2 \cdot 0,076 \cdot 0,269}} = 0,381 \text{ m}$$

Dĺžka lopatky na výstupe

$$l_n = D_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,381 \cdot 0,076 = 0,029 \text{ m} \quad (4.22)$$

Vonkajší priemer lopatkovania na výstupe

$$D_{vn} = D_n + l_n = 0,381 + 0,029 = 0,410 \text{ m} \quad (4.23)$$

Pätný priemer lopatkovania na výstupe

$$D_{pn} = D_n - l_n = 0,381 - 0,029 = 0,352 \text{ m} \quad (4.24)$$

Konštantný pätný priemer bol dosiahnutý a ďalej možno vypočítať počet stupňov potrebných na spracovanie entalpického spádu. Najprv je nutné stanoviť strednú obvodovú rýchlosť, ktorá by podľa odporúčenia z pevnostného hľadiska nemala na pätnom priemere presiahnuť 200 m/s [2].

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n = \pi \cdot \left(\frac{0,371 + 0,381}{2}\right) \cdot 119 = 140,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.25)$$

Obvodová rýchlosť na pätnom priemere

$$u_p = \pi \cdot D_p \cdot n = \pi \cdot 0,352 \cdot 119 = 131,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.26)$$

Hodnotu limitnej obvodovej rýchlosti prvý kužeľ spĺňa, ale u nasledujúcich kužeľov môže dôjsť k prekročeniu, preto sa pri návrhu pätného priemeru a celkového vzhľadu turbíny musí dbať na spomínanú podmienku.

Počet stupňov kužeľa následne zaokrúhlime na celé číslo.

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{1,iz}}{u_s^2} = \frac{0,7 \cdot 194,4 \cdot 1000}{140,7^2} = 5,6 \Rightarrow 6 [-] \quad (4.27)$$

4.1.3. Účinnosť kužela parnej turbíny

Výpočet účinnosti tvorí stanovenie niekoľkých hlavných strát, ku ktorým počas expanzie pary dochádza. Tvorí ich straty v lopatkách únikom radiálnou medzerou, ktorá je závislá od vonkajšieho priemeru a samotnej dĺžky lopatky. V prvom kuželi je táto strata najvyššia, keďže je radiálna vôľa k vonkajšiemu priemeru pomerne vysoká oproti ostatným častiam stupňovej časti. Ďalšiu stratu tvorí vplyv rozovieraním, ktoré je závislé od dĺžky lopatky a stredného priemeru stupňa. Z toho je známe, že bude najviac znižovať účinnosť v poslednom stupni. K pomernej strate vlhkosťou pary dochádza, až keď pracovné médium klesne pod hranicu sýtosti pary.

Radiálna vôľa na vstupe

$$k_1 = D_{v1} + x_1 = 0,390 + 0,1 = 0,490 \text{ m} \quad (4.28)$$

Kde x predstavuje výrobnú toleranciu z tab. č. 5.

Tab. č. 4-2 - Tolerancia radiálnej vôle v lopatkovaní

Radiálna vôľa [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerancia [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

Radiálna vôľa na výstupe

$$k_n = D_{vn} + x_n = 0,410 + 0,1 = 0,510 \text{ m} \quad (4.29)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou a okrajovými stratami na vstupe

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,49}{0,019} \cdot 4,5 = 0,190 [-] \quad (4.30)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou a okrajovými stratami na výstupe

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,51}{0,029} \cdot 4,5 = 0,124 [-] \quad (4.31)$$

Celková strata radiálnou medzerou a okrajovými stratami v kuželi sa vypočíta ako stredná hodnota medzi vstupom a výstupom.

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0,190 + 0,124}{2} = 0,157 [-] \quad (4.32)$$

Pomerná strata rozovieraním na vstupe

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,019}{0,371}\right)^2 = 0,0013 [-] \quad (4.33)$$

Pomerná strata rozovieraním na výstupe

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = \left(\frac{0,029}{0,381}\right)^2 = 0,0029 [-] \quad (4.34)$$

Celková strata rozovieraním v celom kuželi sa vypočíta ako stredná hodnota medzi vstupom a výstupom.

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = \frac{0,0013 + 0,0029}{2} = 0,0021 [-] \quad (4.35)$$

Strata vlhkosťou pary je v prvom kuželi nulová, pretože bod konca expanzie je stále nad hranicou sýtosti. Do oblasti mokrej pary sa v rámci expanzie dostaneme až v štvrtej časti prietokového kanála. Pre predstavu bude výpočet aj napriek nulovej hodnote znázornený.

Stav vlhkosti na vstupe a výstupe

$$x_{v0} = f(p_{1in}, i_{1in}) = 1 [-] \quad (4.36)$$

$$x_{v1} = f(p_{1out,odh}, i_{1out,odh}) = 1 [-] \quad (4.37)$$

Pomerná strata vlhkostou

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_{v0} + x_{v1}}{2}\right) = \left(1 - \frac{1 + 1}{2}\right) = 0 [-] \quad (4.38)$$

Pomer prírastku spádu k celkovému izoentropickému spádu mnohostupňovej turbíny je tzv. Reheat factor. V závislosti na type, vnútornej termodynamickej účinnosti, vstupných a výstupných parametroch pary, sa veľkosť tohto súčiniteľa pohybuje v rozpätí 1,00 až 1,08 [2]. Následne možno stanoviť jeho približnú hodnotu už v predbežnom výpočte z teplôt na vstupe a výstupe, počtu stupňov a termodynamickej účinnosti.

$$(1 + f_1) = 1 + \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_i^{sc}) \cdot \frac{t_1 - t_{2iz}}{T_1 + T_2} \quad (4.39)$$

kde sú teploty T_1 a T_2 dosadzované v Kelvinoch a teploty t_1 a t_{2iz} v stupňoch Celsia

Teplota na výstupe

$$T_2 = f(p_{1,out}, i_{1,out}) + 273,15 = 633,5 \text{ K} \quad (4.40)$$

Izoentropická teplota na výstupe

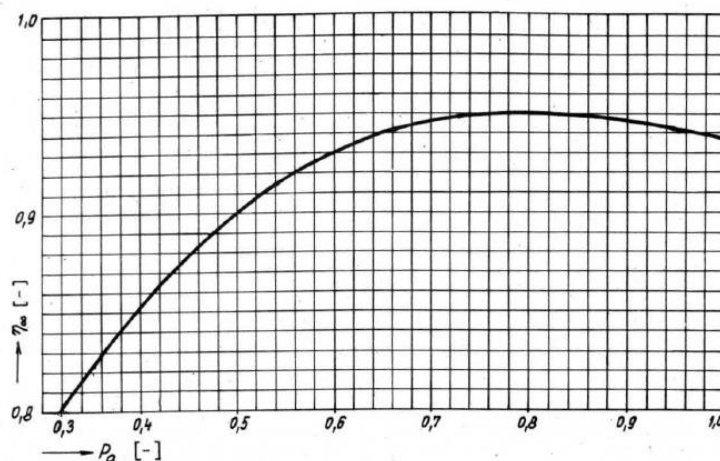
$$t_{2iz} = f(p_{1,out}, i_{1,outIZ}) = 344,5 \text{ °C} \quad (4.41)$$

Reheat factor prvého kužela

$$(1 + f_1) = 1 + \frac{6 - 1}{6} \cdot (1 - 0,82) \cdot \frac{446,5 - 344,5}{719,6 + 633,5} = 1,012 [-] \quad (4.42)$$

Obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku je zistená zo závislosti (obr. č. 4-2) na strednom Parsonsovom čísle.

$$\eta_\infty = f(Pa_s) = 0,949 [-] \quad (4.43)$$



Obr. č. 4-2 – Obvodová účinnosť pretlakových stupňov [1]

Vnútorňá účinnosť stupňa je vypočítaná bez straty výstupnou rýchlosťou, pretože je kinetická energia využitá v nasledujúcom stupni.

$$\begin{aligned}\eta_i^{ST} &= \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \\ \eta_i^{ST} &= \eta_\infty \cdot (1 + 0,011) \cdot (1 - 0,157 - 0,0021 - 0) \\ &= 0,808 [-]\end{aligned}\quad (4.44)$$

Keďže je známa vnútorná účinnosť, možno dopočítať skutočný výstupný stav pary, ktorý sa použije ako vstupný do ďalšieho kužľa.

$$i_{1out,sk} = i_{1,in} - H_{1,iz} \cdot \eta_i^{ST} = 3301,9 - 194,4 \cdot 0,807 = 3144,9 \frac{kJ}{kg} \quad (4.45)$$

$$p_{1out,sk} = p_{1,out} = 28 \text{ bar} \quad (4.46)$$

$$s_{1out,sk} = f(i_{1out,sk}, p_{1out,sk}) = 6,821 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (4.47)$$

$$v_{1out,sk} = f(i_{1out,sk}, p_{1out,sk}) = 0,0994 \frac{m^3}{kg} \quad (4.48)$$

Pre výpočet termodynamickej účinnosti samotného kužľa je nutné započítať stratu výstupnou rýchlosťou. Následne bude vypočítaný vnútorný výkon kužľa.

Axiálna výstupná rýchlosť

$$c_{an} = \frac{m_1 \cdot v_{1out,sk}}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{13,39 \cdot 0,0994}{\pi \cdot 0,381 \cdot 0,029} = 38,4 \frac{m}{s} \quad (4.49)$$

Absolútna výstupná rýchlosť

$$\begin{aligned}c_{2n} &= c_{an} \cdot \sqrt{\left[\cot g(\alpha_n) - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} \\ c_{2n} &= 38,4 \cdot \sqrt{\left[\cot g(13) - \frac{1}{0,269} \right]^2 + 1} = 45,1 \frac{m}{s}\end{aligned}\quad (4.50)$$

Strata výstupnou rýchlosťou

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{45,1^2}{2} = 1,02 \frac{kJ}{kg} \quad (4.51)$$

Entalpický spád na prvý kužľ vrátane straty výstupnou rýchlosťou

$$H_1 = H_{iz} \cdot \eta_i^{ST} - z_c = 194,4 \cdot 0,808 - 1,02 = 156,1 \frac{kJ}{kg} \quad (4.52)$$

Termodynamická účinnosť pre kužľ

$$\eta_{tdi} = \frac{i_{in} - i_{1out,sk} - z_c}{H_{1,iz}} = \frac{3301,9 - 3144,9 - 1,02}{194,4} = 0,798 [-] \quad (4.53)$$

Vnútorný výkon kužľa

$$P_i = H_1 \cdot m_1 = 2089,2 \text{ kW} \quad (4.54)$$

S dopočítaním vnútorného výkonu je predbežný výpočet prvého kužľa dokončený. Rovnako ako vo vyššie uvedenom príklade by sa pokračovalo v nasledujúcom, ale keďže by sa výpočet ďalšieho kužľa nijak nelíšil, budú pre zjednodušenie výsledné hodnoty zhrnuté do tabuľky.

Tab. č. 4-3 - Zhrnutie výsledkov predbežného výpočtu pre kužel 1-3 1/2

Názov veličiny	Skratka	Jednotka	1	2	3
STAV NA VSTUPE					
Entalpia	i_{in}	[kJ/kg]	3301,9	3144,9	2983,0
Tlak	p_{in}	[bar]	54,6	28	13
Merný objem	v_{in}	[m ³ /kg]	0,057	0,099	0,186
Entropia	s_{in}	[kJ/K.kg]	6,761	6,821	6,885
Vlhkosť pary	x_{v0}	[-]	1	1	1
STAV NA VÝSTUPE,odh					
Tlak	$p_{1,out}$	[bar]	28	13	3,2
Vlhkosť pary	x_{v1}	[-]	1	1	1
Názov veličiny	Skratka	Jednotka	1	2	3
Entalpia ideálny stav	$i_{1,outIZ}$	[kJ/kg]	3107,5	2948,8	2692,9
Entalpický spád ideálny	$H_{iz,odh}$	[kJ/kg]	194,4	196,1	290,1
Odhadovaná účinnosť	$\eta_{odh,tdi}$	[-]	0,81	0,83	0,865
Odhadovaný entalpický spád	$H_{1,odh}$	[kJ/kg]	157,5	162,8	250,9
Entalpia	$i_{1,out,odh}$	[kJ/kg]	3144,5	2982,1	2732,1
Merný objem	$v_{1,out,odh}$	[m ³ /kg]	0,099	0,186	0,573
Hmotnostný tok	m_1	[kg/s]	13,39	13,39	13,39
Stredné Parsonsovo číslo	Pa_s	[-]	0,7	0,7	0,7
Parsonsovo číslo na vstupe	Pa_1	[-]	0,658	0,658	0,658
Parsonsovo číslo na výstupe	Pa_n	[-]	0,665	0,665	0,665
Výstupný uhol statoru	α_1	[°]	12	13	14
Výstupný uhol rotoru	α_n	[°]	13	14	18
Pomer c_a/u na vstupe	c_a/u	[-]	0,241	0,271	0,292
Pomer c_a/u na výstupe	c_a/u	[-]	0,269	0,291	0,378
GEOMETRIA					
Výška vstupnej lopatky	l_1	[mm]	19	25	34
Stredný priemer na vstupe	D_1	[m]	0,371	0,409	0,449
Vonkajší priemer na vstupe	D_{v1}	[m]	0,390	0,434	0,485
Pätný priemer na vstupe	D_{p1}	[m]	0,352	0,384	0,413
Pomer l/D na výstupe	l/D	[-]	0,076	0,095	0,151
Stredný priemer na výstupe	D_n	[m]	0,381	0,425	0,486
Výška lopatky na výstupe	l_n	[mm]	29	40	73
Vonkajší priemer na výstupe	D_{vn}	[m]	0,410	0,465	0,559
Pätný priemer na výstupe	D_{pn}	[m]	0,352	0,384	0,413
Stredná obvodová rýchlosť	u_s	[m]	131,5	155,9	174,8
Počet stupňov	z	[-]	6	6	7
STRATY A ÚČINNOSŤ					
Tolerancia na vstupe	x_1	[mm]	0,1	0,2	0,2
Tolerancia na výstupe	x_n	[mm]	0,1	0,2	0,2
Radiálna vôľa na vstupe	k_1	[m]	0,490	0,634	0,685
Radiálna vôľa na výstupe	k_n	[m]	0,510	0,665	0,759
Strata radiálnou medzerou na vstupe	ξ_{k1}	[-]	0,190	0,168	0,123
Strata radiálnou medzerou na výstupe	ξ_{kn}	[-]	0,124	0,107	0,065
Celková strata radiálnou medzerou	ξ_k	[-]	0,157	0,138	0,094
Strata rozovieraním na vstupe	ξ_{v1}	[-]	0,0013	0,0019	0,0032
Strata rozovieraním na výstupe	ξ_{v2}	[-]	0,0029	0,0045	0,0113
Celková strata rozovieraním	ξ_v	[-]	0,0021	0,0032	0,0073

Tab. č. 4-4 - Zhrnutie výsledkov predbežného výpočtu pre kužeľ 1-3 2/2

Strata vlhkosťou pary	ξ_x	[-]	0	0	0
Reheat factor	1+f	[-]	1,012	1,012	1,017
Obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku	η_∞	[-]	0,949	0,949	0,949
Vnútorná účinnosť kužeľa	η_i^{ST}	[-]	0,808	0,826	0,867
STAV NA VÝSTUPE					
Entalpia	$i_{1out,sk}$	[kJ/kg]	3144,9	2983,0	2731,5
Tlak	$p_{1out,sk}$	[bar]	28	13	3,2
Merný objem	$v_{1out,sk}$	[m³/kg]	0,0094	0,184	0,573
Entropia	$s_{1out,sk}$	[kJ/K.kg]	6,821	6,885	6,979
Názov veličiny	Skratka	Jednotka	1	2	3
Axiálna rýchlosť pary na výstupe	c_{an}	[m/s]	38,4	46,2	68,6
Absolútna rýchlosť pary na výstupe	c_{2n}	[m/s]	45,1	53,1	74,6
Strata výstupnou rýchlosťou	z_c	[kJ/kg]	1,02	1,41	2,8
Skutočný entalpický spád vrátane straty výstupnou rýchlosťou	H_1	[kJ/kg]	156,1	160,5	248,8
Termodynamická účinnosť kužeľa	η_{tdi}	[-]	0,798	0,818	0,858
Vnútorný výkon kužeľa	P_i	[kW]	2089,2	2148,4	3330,2

Tab. č. 4-5 - Zhrnutie výsledkov predbežného výpočtu pre kužeľ 4-6 1/2

Názov veličiny	Skratka	Jednotka	4	5	6
STAV NA VSTUPE					
Entalpia	i_{in}	[kJ/kg]	2731,5	2597,6	2428,5
Tlak	p_{in}	[bar]	3,2	1,3	0,34
Merný objem	v_{in}	[m³/kg]	0,573	1,273	4,248
Entropia	s_{in}	[kJ/K.kg]	6,979	7,037	7,142
Vlhkosť pary	x_{v0}	[-]	1	0,96	0,91
STAV NA VÝSTUPE,odh					
Tlak	$p_{1,out}$	[bar]	1,3	0,34	0,069
Vlhkosť pary	x_{v1}	[-]	0,96	0,91	0,87
Entalpia ideálny stav	$i_{1,outIZ}$	[kJ/kg]	2575,6	2392,1	2215,6
Entalpický spád ideálny	$H_{iz,odh}$	[kJ/kg]	155,9	205,5	212,9
Odhadovaná účinnosť	$\eta_{odh,tdi}$	[-]	0,86	0,82	0,76
Odhadovaný entalpický spád	$H_{1,odh}$	[kJ/kg]	134,0	168,5	161,8
Entalpia	$i_{1out,odh}$	[kJ/kg]	2597,4	2429,1	2266,7
Merný objem	$v_{1out,odh}$	[m³/kg]	1,273	4,250	18,309
Hmotnostný tok	m_1	[kg/s]	13,99	13,99	13,99
Stredné Parsonsovo číslo	Pa_s	[-]	0,7	0,7	0,7
Parsonsovo číslo na vstupe	Pa_1	[-]	0,658	0,658	0,658
Parsonsovo číslo na výstupe	Pa_n	[-]	0,665	0,665	0,665
Výstupný uhol statoru	α_1	[°]	18	18	26
Výstupný uhol rotoru	α_n	[°]	22	28	36
Pomer c_a/u na vstupe	c_a/u	[-]	0,380	0,380	0,566
Pomer c_a/u na výstupe	c_a/u	[-]	0,468	0,611	0,824
GEOMETRIA					
Výška vstupnej lopatky	l_1	[mm]	70	120	190
Stredný priemer na vstupe	D_1	[m]	0,496	0,564	0,671
Vonkajší priemer na vstupe	D_{v1}	[m]	0,566	0,684	0,861

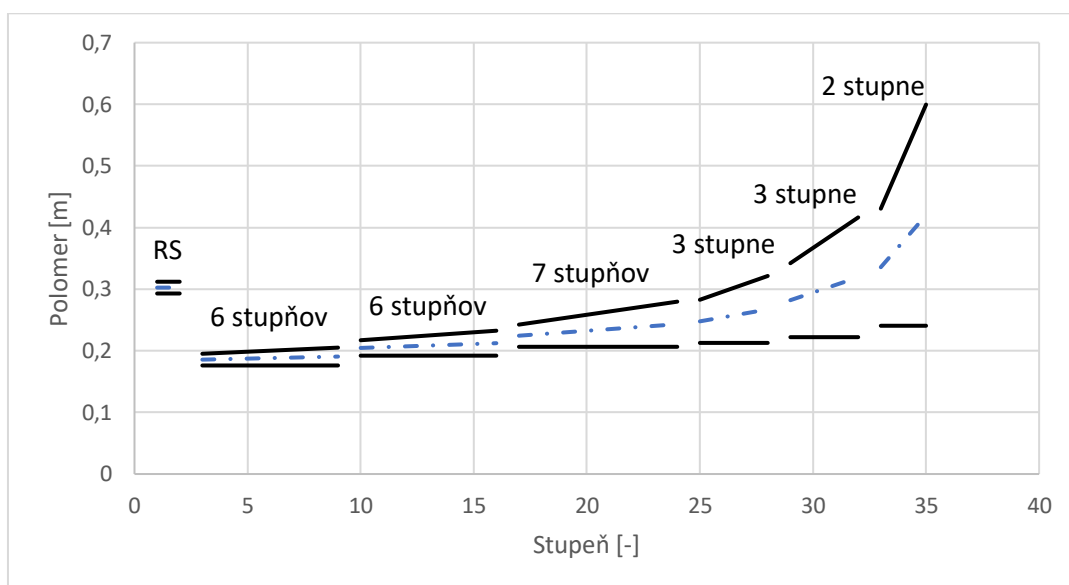
Tab. č. 4-6 - Zhrnutie výsledkov predbežného výpočtu pre kužeľ 4-6 2/2

Pätný priemer na vstupe	D_{p1}	[m]	0,426	0,444	0,481
Pomer l/D na výstupe	l/D	[-]	0,203	0,304	0,427
Stredný priemer na výstupe	D_n	[m]	0,534	0,639	0,840
Výška lopatky na výstupe	l_n	[mm]	109	194	359
Vonkajší priemer na výstupe	D_{vn}	[m]	0,643	0,833	1,199
Pätný priemer na výstupe	D_{pn}	[m]	0,426	0,444	0,481
Stredná obvodová rýchlosť	u_s	[m]	192,5	224,8	284,5
Počet stupňov	z	[-]	3	3	2
STRATY A ÚČINNOSŤ					
Tolerancia na vstupe	x_1	[mm]	0,3	0,3	0,3
Tolerancia na výstupe	x_n	[mm]	0,3	0,3	0,3
Názov veličiny	Skratka	Jednotka	4	5	6
Radiálna vôľa na vstupe	k_1	[m]	0,866	0,984	1,161
Radiálna vôľa na výstupe	k_n	[m]	0,843	1,133	1,499
Strata radiálnou medzerou na vstupe	ξ_{k1}	[-]	0,075	0,048	0,035
Strata radiálnou medzerou na výstupe	ξ_{kn}	[-]	0,053	0,033	0,023
Celková strata radiálnou medzerou	ξ_k	[-]	0,063	0,041	0,029
Strata rozvíjrením na vstupe	ξ_{v1}	[-]	0,0100	0,023	0,040
Strata rozvíjrením na výstupe	ξ_{vn}	[-]	0,0207	0,046	0,091
Celková strata rozvíjrením	ξ_v	[-]	0,0153	0,035	0,066
Strata vlhkosťou pary	ξ_x	[-]	0,0199	0,063	0,106
Reheat factor	f	[-]	1,004	1,006	1,006
Obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku	η_∞	[-]	0,949	0,949	0,949
Vnútna účinnosť kužeľa	η_i^{ST}	[-]	0,859	0,823	0,764
STAV NA VÝSTUPE					
Entalpia	$i_{1out,sk}$	[kJ/kg]	2597,6	2428,5	2265,9
Tlak	$p_{1out,sk}$	[bar]	1,3	0,34	0,069
Merný objem	$v_{1out,sk}$	[m ³ /kg]	1,273	4,248	18,303
Entropia	$s_{1out,sk}$	[kJ/K.kg]	7,037	7,142	7,304
Axiálna rýchlosť pary na výstupe	c_{an}	[m/s]	93,5	145,9	270,3
Absolútna rýchlosť pary na výstupe	c_{2n}	[m/s]	98,7	150,3	273,8
Strata výstupnou rýchlosťou	z_c	[kJ/kg]	4,9	11,3	37,5
Skutočný entalpický spád vrátane straty výstupnou rýchlosťou	H_1	[kJ/kg]	129,0	157,8	125,1
Termodynamická účinnosť kužeľa	η_{tdi}	[-]	0,828	0,768	0,587
Vnútny výkon kužeľa	P_i	[kW]	1726,8	2113,1	1674,5

Tabuľkami č. 4-3 až 4-6 bol dokončený predbežný výpočet stupňovej časti parnej turbíny. Výstupné hodnoty tvorí základná geometria, ktorá môže slúžiť ako podklad pre detailný výpočet, ale nie je podmienkou sa ňou riadiť. Ďalej boli stanovené približné straty a účinnosti jednotlivých kužeľov, ktoré budú napriek optimalizácii upresnené pre každú radu stroja v nasledujúcej kapitole. Cieľom bolo navrhnúť turbínu s optimálnym vzhľadom, ktorý zahŕňa podmienky, ako napríklad odstupňovanie jednotlivých kužeľov prietokovej časti, dodržanie kontinuálneho nárastu vonkajšieho priemeru lopatkovania, s ktorým súvisí rastúci výstupný uhol zo statorovej a rotorovej rady. Taktiež bolo splnené odporúčanie vedúceho práce navrhovať turbínu s jednotlivými kužeľmi na konštantnom pätnom priemere. Na obrázku č. 4-

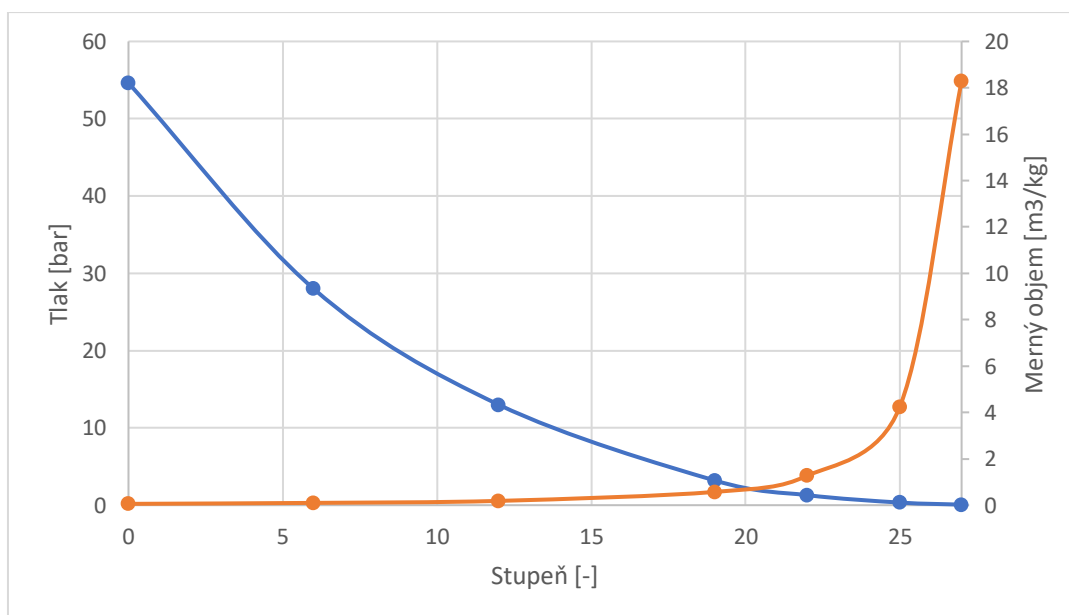
3 je zobrazený predbežný vzhľad stupňovej časti, kde je ho možné vidieť spolu s regulačným stupňom. Zobrazenie nie je v mierke, keďže ešte neboli volené jednotlivé profily lopatkových radov. Účinnosť stroja bola podľa odhadnutých predpokladov na začiatku dosiahnutá. Stanovený bol aj celkový počet stupňov 27 (54 radov), čo svojimi rozmermi predstavuje väčšiu turbínu.

Pevnostná kontrola bude uskutočnená až na záver po detailnom výpočte, preto jediným parametrom, ktorým sa doterajší výpočet prietokového kanálu riadil, bola obvodová rýchlosť na stredovom priemere lopatkovania, ktorý s rezervou nepresiahol odporúčaných 300 m/s [2].



Obr. č. 4-3 - Náhl'ad stupňovej časti po predbežnom výpočte

Na nasledujúcom obrázku je možné vidieť pokles tlaku a nárast merného objemu. Ide o kondenzačnú parnú turbínu, pre ktorú je typický exponenciálny nárast v posledných 2 kuželoch, čo je dôvodom rapidného nárastu dĺžky lopatiek, resp. prietokového kanálu.



Obr. č. 4-4 - Priebeh tlaku a merného objemu v závislosti na stupni

4.2. Detailný výpočet stupňovej časti

Po predbežnom výpočte stupňovej časti nasleduje jeho detailný výpočet, ktorý má stanoviť finálny tvar prietokového kanálu so skutočnými stratami, účinnosťami a výkonom. Ako už bolo spomenuté, môžeme si pomôcť výsledkami geometrie z predbežného výpočtu. Niektoré boli v následnej optimalizácii upravené pre dosiahnutie lepších hodnôt tlakového čísla, ktoré som si stanovil ako jeden z hlavných optimalizačných parametrov. Základným kameňom je tlak v medzerách medzi kuželmi, podľa ktorého je stupňová časť rozdelená. Následne boli vzaté pätné priemery a dĺžky lopatiek, ktoré boli pre jednotlivé rady dopočítané pomocou lineárnej interpolácie. Predchádzajúca kapitola počítala len so vstupnými a výstupnými hodnotami kužela a nie sú známe parametre medzi jednotlivými stupňami. Detailný výpočet má preto za úlohu stanoviť tieto neznáme veličiny pre každú radu kužela. Výpočet prebieha od konca, čiže bol vzatý stav pary na výstupe zo stupňovej časti a pokračuje smerom k regulačnému stupňu. Pre každú radu sa postupne určia všetky potrebné parametre.

Je využitá metóda c_a/u , ktorá má pre dosiahnutie požadovanej presnosti niekoľko predpokladov:

1. Hmotnostný prietok skupinou stupňov sa nemení
2. Prúdenie je sledované na strednom prúde na valcovej ploche
3. Axiálna rýchlosť na vstupe a výstupe je zo stupňa rovnaká
4. Stupeň reakcie sa predpokladá ako 0,5, z čoho vyplýva, že sa v prvom kroku iterácie počíta so symetrickým trojuholníkom

Jednou z podmienok je, že merný objem pary pri expanzii nevzrastá príliš rýchlo a stredné priemery prvého a posledného stupňa sa príliš nelíšia. Keďže ide o kondenzačnú parnú turbínu, nie je celkom možné túto podmienku splniť, ale pre prípad tejto diplomovej práce je spomenutá metóda dostačujúca. Výpočet bol nasledovaný kombináciou podľa metodík [2] a [5]. Všetky hodnoty veličín sú uvedené po konečnej optimalizácii.

4.2.1. Dĺžka lopatky, priemery a uhly

Spočiatku boli odhadom (neskôr podľa pevnostnej kontroly upravené) vybraté profily pre každú lopatku z [2] tab. 10.2, aby sa zistila axiálna dĺžka kužela. Následne sa využili výsledky z predbežného výpočtu a použili rozmery prietokového kanálu a rozpätie uhlov, ktoré sa zvolili pre každý kužel. Ďalej boli pomocou lineárnej interpolácie (podľa rovnice 4.55) dopočítané jednotlivé veľkosti vonkajšieho, vnútorného, pätného priemeru a samotnej dĺžky lopatky pre každú radu.

$$l = l_1 + (x - x_0) \cdot \frac{l_n - l_1}{x_1 - x_0} \quad (4.55)$$

kde veličina x predstavuje axiálnu vzdialenosť lopatky (polohu) od začiatku kužela ($x_0=0$), vzdialenosť na výstupe je označená x_1

Ako vzor bude vypočítaná dĺžka prvej rotorovej lopatky v šiestom kuželi, pre ktorý bol zvolený profil 1560.

Tab. č. 4-7 - Parametre pre výpočet prvej rotorovej lopatky v šiestom kuželi [2]

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Axiálna dĺžka lopatky	B	0,0412	[mm]
Tetiva	c	0,052	[mm]
Dĺžka lopatky na vstupe	l_1	0,21	[m]
Dĺžka lopatky na výstupe	l_n	0,359	[m]
Počet stupňov	z	2	[-]

Axiálna medzera medzi radami.

$$a = \frac{\left(\frac{B \cdot 1000}{3} + 0,25\right)}{1000} = \frac{\left(\frac{41,2 \cdot 1000}{3} + 0,25\right)}{1000} = 0,014 \text{ m} \quad (4.56)$$

Axiálna dĺžka šiesteho kužela

$$\begin{aligned} x_1 &= 2 \cdot z \cdot B + ((2 \cdot z) - 1) \cdot a \\ x_1 &= 2 \cdot 2 \cdot 0,0412 + ((2 \cdot 2) - 1) \cdot 0,014 = 0,207 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.57)$$

Konečná dĺžka lopatky

$$\begin{aligned} l &= l_1 + (x - x_0) \cdot \frac{l_n - l_1}{x_1 - x_0} \\ l &= 0,21 + \left(0,0412 + 0,014 + \frac{0,0412}{2} - 0\right) \cdot \frac{0,359 - 0,21}{0,192 - 0} = 0,265 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.58)$$

Podobne boli pomocou lineárnej interpolácie vypočítané priemery potrebné pre ďalší výpočet. Taktiež je nutné poznamenať, že sa pre kalkuláciu volila stredná výška lopatky a nie jej najväčšia resp. najnižšia hodnota, z dôvodu spresnenia výpočtu najmä pri posledných stupňoch parnej turbíny.

4.2.2. Izoentropický spád na rotor

V ďalšom kroku bude vypočítaný izoentropický spád na rotor so zvoleným stupňom reakcie 0,5 (na obežné lopatky prípadne presne polovica spádu), ktorý vychádza z podmienky metódy c_a/u . V skutočnosti je stupeň reakcie odlišný od predpokladaného, preto bude na konci výpočtu stupňa upresnený. Opäť bude využité Parsonsovo číslo, pomocou ktorého sa izoentropický spád stanoví.

Stav pary na vstupe

Tab. č. 4-8 - Stav pary na výstupe z posledného kužela

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Entalpia	i_2	2250,0	[kJ/kg]
Entropia	s_2	7,253	[kJ/kg.K]
Merný objem	v_2	18,164	[m ³ /kg]
Vlhkosť pary	x_2	0,87	[-]
Tlak	p_2	0,069	[bar]

Vypočítame axiálny prietokový prierez poslednej obežnej rady v šiestom kuželi.

$$S_{a2} = \pi \cdot D_{s2} \cdot l_2 = \pi \cdot 0,814 \cdot 0,344 = 0,880 \text{ m}^2 \quad (4.59)$$

Obvodová rýchlosť na strednom priemere

$$u_2 = \pi \cdot D_{s2} \cdot n = \pi \cdot 0,814 \cdot 119 = 304,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.60)$$

Merný objem v počítanom mieste bol spočiatku použitý z predbežného výpočtu, ale pri finálnej optimalizácii výstupného bodu z prietokového kanálu, bol tento bod posunutý a tým pádom vystupuje para s odlišnými parametrami. Hmotnostný tok je navýšený o prietok vyrovnávacím piestom (výpočet v kapitole č. 6.1), ktorý bol zavedený pred štvrtý kužel.

Absolútna axiálna rýchlosť

$$c_{a2} = \frac{M_6 \cdot v_2}{S_{a2}} = \frac{13,99 \cdot 18,164}{0,880} = 288,8 \frac{m}{s} \quad (4.61)$$

Ďalej bol podľa už spomenutého obrázku 3-6 zvolený rýchlostný súčiniteľ, v tomto prípade pre obežnú lopatku, ktorého korektná hodnota bola po výpočte rýchlostného trojuholníka spätne dosadená.

$$\psi = 0,984 [-] \quad (4.62)$$

Stratový súčiniteľ vypočítame pomocou rýchlostného súčiniteľa.

$$\lambda = \frac{1}{\psi^2} - 1 = \frac{1}{0,984^2} - 1 = 0,032 [-] \quad (4.63)$$

Pomer axiálnej rýchlosti k obvodovej rýchlosti, potrebný k zvoleniu Parsonsovho čísla.

$$\frac{c_{a2}}{u_2} = \frac{288,8}{304,3} = 0,949 [-] \quad (4.64)$$

Bolo nutné vybrať výstupný uhol z rotorovej rady, ktorý je zvolený podľa rozpätia stanoveného v predbežnom výpočte. Na konci bol rovnako ako ostatné volené parametre optimalizovaný.

$$\beta_2 = 36^\circ = 0,628 \text{ rad} \quad (4.65)$$

Parsonsovo číslo

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \beta_2} \cdot \left(\frac{c_{a2}}{u_2}\right)^2 + \frac{2}{\tan \beta_2} \cdot \left(\frac{c_{a2}}{u_2}\right) - 1} \quad (4.66)$$
$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{0,032}{\sin^2 36} \cdot (0,949)^2 + \frac{2}{\tan 36} \cdot (0,949) - 1} = 0,59 [-]$$

Izoentropický spád na stupeň

$$H_{iz,st} = \frac{u_2^2}{Pa_2 \cdot 1000} = \frac{304,3^2}{0,59 \cdot 1000} = 157,2 \frac{kJ}{kg} \quad (4.67)$$

Izoentropický spád na rotor pre stupeň reakcie 0,5

$$H_{iz,r} = H_{iz,st} \cdot 0,5 = 157,0 \cdot 0,5 = 78,6 \frac{kJ}{kg} \quad (4.68)$$

4.2.3. Straty a účinnosť rotoru

Nasledovať bude výpočet strát podobne ako v predbežnom výpočte, tentokrát pre každú radu stupňovej časti.

Podľa tabuľky č. 4-2 bola zvolená vhodná tolerancia.

$$x_2 = 0,3 [mm] \quad (4.69)$$

Vonkajší priemer lopatkovania

$$D_{v2} = D_{s2} + l_2 = 0,814 + 0,344 = 1,158 \text{ m} \quad (4.70)$$

Radiálna vôľa

$$k_2 = 1,2 + 0,3 = 1,5 \text{ mm} \quad (4.71)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou

$$\xi_{k2} = \frac{0,3 + 1,5}{0,344} \cdot 4,5 = 0,024 [-] \quad (4.72)$$

Pomerná strata rozovieraním

$$\xi_{v2} = \frac{\left(\frac{0,344}{0,814}\right)^2}{2} = 0,089 [-] \quad (4.73)$$

Keďže ešte nie je známy stav pary pred stupňom, nemožno určiť stratu vlhkosťou pary, takže bol výpočet zatiaľ stanovený bez nej. Nie sú známe ani parametre pary za statorovou radou, takže rovnako ako strata vlhkosťou, boli dosadené až spätne a zatiaľ sú uvažované ako nulové.

Obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku bola odčítaná tak ako v predbežnom výpočte pomocou Parsonsovho čísla z obrázku č. 4-2.

$$\eta_{\infty} = 0,93 [-] \quad (4.74)$$

Vnútorňá účinnosť stupňa

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_{\infty} \cdot (1 - \xi_{v1} - \xi_{v2} - \xi_{k1} - \xi_{k2} - \xi_x) \\ \eta_i &= 0,93 \cdot (1 - 0,024 - 0,089 - 0,025 - 0,077 - 0,124) \\ &= 0,614 [-] \end{aligned} \quad (4.75)$$

Predbežný entalpický spád na stupeň

$$H_{ST} = H_{iz,st} \cdot \eta_i = 157,2 \cdot 0,614 = 96,5 \frac{kJ}{kg} \quad (4.76)$$

Straty celého stupňa

$$z_{ST} = H_{iz,st} - H_{ST} = 157,2 - 96,5 = 60,7 \frac{kJ}{kg} \quad (4.77)$$

Entalpia na výstupe z obežnej rady pri ideálnom deji

$$i_{2iz} = i_2 - z_{ST} = 2250 - 60,7 = 2189,3 \frac{kJ}{kg} \quad (4.78)$$

Predbežné určenie stavu pred 27. stupňom.

$$i_0 = i_{2iz} + H_{iz,st} = 2189,3 + 157,2 = 2346,5 \quad (4.79)$$

Predbežný stav pred stupňom

$$s_0 = f(i_{2iz}, p_2) = 7,058 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (4.80)$$

$$p_0 = f(i_0, s_0) = 0,233 \text{ bar} \quad (4.81)$$

$$x_0 = f(p_0, i_0) = 0,89 [-] \quad (4.82)$$

Keďže je známy stav pary na vstupe, možno dopočítať stratu vlhkosťou pary v celom stupni, ktorá bola následne spätne dosadená do rovnice 4.75.

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,89 + 0,87}{2} = 0,124 [-] \quad (4.83)$$

Strata vlhkosťou na rotor

$$\xi_{x2} = \frac{H_{iz,r}}{H_{iz,st}} \cdot \xi_x = \frac{78,6}{157,2} \cdot 0,124 = 0,062 [-] \quad (4.84)$$

Bola dopočítaná posledná strata, ktorá bude potrebná na výpočet účinnosti rotoru a následne je možné zistiť stav v medzere medzi statorom a rotorom.

Obvodová účinnosť rotora pre nekonečne dlhú lopatku, rovnako zistená z grafickej závislosti (obrázok č. 4-2), ako v predbežnom výpočte.

$$\eta_{\infty,r} = 0,93 [-] \quad (4.85)$$

Vnútna účinnosť samotného rotora

$$\eta_{i,r} = \eta_{\infty,r} \cdot (1 - \xi_{v2} - \xi_{k2} - \xi_{x2})$$

$$\eta_{i,r} = 0,93 \cdot (1 - 0,089 - 0,024 - 0,062) = 0,767 [-] \quad (4.86)$$

Skutočný entalpický spád na rotor

$$H_r = H_{iz,st} \cdot \eta_{i,r} = 157,2 \cdot 0,767 = 60,3 \frac{kJ}{kg} \quad (4.87)$$

Straty na rotore

$$z_r = H_{iz,r} - H_r = 78,6 - 60,3 = 18,3 \frac{kJ}{kg} \quad (4.88)$$

Izoentalpia na výstupe z rotora

$$i'_{2iz} = i_2 - z_r = 2250,0 - 18,3 = 2231,7 \quad (4.89)$$

Entalpia medzi statorom a rotorom

$$i_1 = i'_{2iz} - H_{iz,r} = 2231,7 - 78,6 = 2310,3 \frac{kJ}{kg} \quad (4.90)$$

Stav pary na výstupe z rotora, ktorý bude slúžiť ako vstup pre výpočet v nasledujúcej časti.

$$s_1 = f(p_2, i'_{2iz}) = 7,193 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (4.91)$$

$$p_1 = f(i_1, s_1) = 0,127 \text{ bar} \quad (4.92)$$

$$v_1 = f(i_1, p_1) = 10,325 \frac{m^3}{kg} \quad (4.93)$$

$$x_1 = f(i_1, p_1) = 0,88 [-] \quad (4.94)$$

$$t_1 = f(i_1, s_1) = 50,6 \text{ °C} \quad (4.95)$$

4.2.4. Izoentropický spád na stator

Výpočet statorovej rady bude prebiehať rovnako ako u rotorovej rady. Najprv sa stanoví pomer axiálnej rýchlosti ku obvodovej, a následne z Parsonsovho čísla pre stator bude určený izoentropický spád stupňa. Pri stupni reakcie 0,5 dostaneme izoentropický spád na statorovú radu. Stredný priemer a dĺžka lopatky bola vypočítaná podľa postupu na začiatku kapitoly č. 4. Výsledné hodnoty je možno nájsť v tabuľkách 4-14 až 4-19.

Axiálna prietoková plocha statoru

$$S_{a1} = \pi \cdot D_{s1} \cdot l_1 = \pi \cdot 0,774 \cdot 0,304 = 0,739 \text{ m}^2 \quad (4.96)$$

Obvodová rýchlosť statoru

$$u_1 = \pi \cdot D_{s1} \cdot n = \pi \cdot 0,774 \cdot 119 = 289,4 \frac{m}{s} \quad (4.97)$$

Absolútna axiálna rýchlosť statoru

$$c_{a1} = \frac{M_6 \cdot v_1}{S_{a1}} = \frac{13,99 \cdot 10,325}{0,739} = 195,4 \frac{m}{s} \quad (4.98)$$

Pomer absolútnej axiálnej ku obvodovej rýchlosti

$$\frac{c_{a1}}{u_1} = \frac{195,4}{289,4} = 0,675 [-] \quad (4.99)$$

Rýchlostný súčiniteľ pre statorovú radu bol rovnako ako pri rotore najprv zvolený a po výpočte rýchlostného trojuholníka upresnený.

$$\varphi = 0,983 [-] \quad (4.100)$$

Stratový súčiniteľ pre stator

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,983^2} - 1 = 0,034 [-] \quad (4.101)$$

Výstupný uhol pre statorovú lopatku

$$\alpha_1 = 32^\circ = 0,558 \text{ rad} \quad (4.102)$$

Parsonsove číslo pre statorovú radu

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_{a1}}{u_1}\right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_{a1}}{u_1}\right) - 1} \quad (4.103)$$

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{0,032}{\sin^2 32} \cdot (0,983)^2 + \frac{2}{\tan 32} \cdot (0,983) - 1} = 0,82 [-]$$

Izoentropický spád na stupeň

$$H_{iz,st} = \frac{u_1^2}{Pa_1 \cdot 1000} = \frac{289,4^2}{0,82 \cdot 1000} = 102,0 \frac{kJ}{kg} \quad (4.104)$$

Izoentropický spád na stator

$$H_{iz,s} = H_{iz,st} \cdot 0,5 = 102,0 \cdot 0,5 = 51,0 \frac{kJ}{kg} \quad (4.105)$$

4.2.5. Straty a účinnosť statoru

Výpočet bude prebiehať rovnakým spôsobom ako pri rotorovej časti.

Podľa tabuľky č. 4-2 bola zvolená vhodná tolerancia rovnako pre obežnú radu.

$$x_1 = 0,3 [mm] \quad (4.106)$$

Vonkajší priemer lopatkovania

$$D_{v1} = D_{s1} + l_1 = 0,774 + 0,304 = 1,078 \text{ m} \quad (4.107)$$

Radiálna vôľa

$$k_1 = 1,1 + 0,3 = 1,4 \text{ mm} \quad (4.108)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + 1,4}{0,304} \cdot 4,5 = 0,025 [-] \quad (4.109)$$

Pomerná strata rozovieraním

$$\xi_{v1} = \frac{(0,304)^2}{2} = 0,077 [-] \quad (4.110)$$

Pomerná strata vlhkosťou pary

$$\xi_{x1} = \frac{H_{iz,s}}{H_{iz,st}} \cdot \xi_x = \frac{51,0}{102,0} \cdot 0,124 = 0,062 [-] \quad (4.111)$$

Obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku statoru odčítaná pomocou grafickej závislosti Parsonsovho čísla (obrázok 4-2).

$$\eta_{\infty,s} = 0,95 [-] \quad (4.112)$$

Vnútorná účinnosť statorovej rady

$$\eta_{i,s} = \eta_{\infty,s} \cdot (1 - \xi_{v1} - \xi_{k1} - \xi_{x1})$$

$$\eta_{i,s} = 0,95 \cdot (1 - 0,025 - 0,045 - 0,062) = 0,793 [-] \quad (4.113)$$

So známou účinnosťou statorovej rady je možné určiť skutočný entalpický spád na radu.

$$H_s = H_{iz,st} \cdot \eta_{i,s} = 102,0 \cdot 0,793 = 40,4 \frac{kJ}{kg} \quad (4.114)$$

Straty na statore

$$z_s = H_{iz,s} - H_s = 51,0 - 40,4 = 10,6 \frac{kJ}{kg} \quad (4.115)$$

Entalpia za statorom pri ideálnom deji

$$i_{1iz} = i_1 - z_s = 2310,3 - 10,6 = 2299,7 \frac{kJ}{kg} \quad (4.116)$$

Súčtom entalpie za statorom pri ideálnom deji a izoentropického spádu na stator, vznikne entalpia na vstupe do statoru.

$$i_0 = i_{1iz} - H_{iz,s} = 2299,7 - 40,4 = 2350,7 \frac{kJ}{kg} \quad (4.117)$$

Stav pary na vstupe do statoru

$$s_0 = f(i_{1iz}, p_1) = 7,162 \frac{kJ}{K \cdot kg} \quad (4.118)$$

$$p_0 = f(i_0, s_0) = 0,186 \text{ bar} \quad (4.119)$$

$$v_0 = f(i_0, p_0) = 7,302 \frac{m^3}{kg} \quad (4.120)$$

$$x_0 = f(i_0, p_0) = 0,89 [-] \quad (4.121)$$

$$t_0 = f(i_0, s_0) = 58,5^\circ\text{C} \quad (4.122)$$

So zistením stavu pred celým 27. stupňom je možné upresniť hodnotu izoentropického bodu na výstupe z rotoru, ktorý bude použitý pre stanovenie hodnoty izoentropického spádu na stupeň.

$$i_{2iz} = f(p_2, s_0) = 2221,6 \frac{kJ}{kg} \quad (4.123)$$

4.2.6. Parametre stupňa

S kompletnou znalosťou stavu pary na výstupe, v medzere medzi radami a na vstupe do statoru, možno stanoviť konečné parametre stupňa. Ako už bolo spomenuté, metóda c_a/u využívala predpoklad rozdelenia spádu rovnomerne medzi stator a rotor, pomocou stupňa reakcie rovnajúceho sa 0,5. Keďže sú samotné spády už známe, je možné stanoviť presnú hodnotu stupňa reakcie, ktorý je odporúčaný v rozmedzí 0,4 – 0,6 [11]. Tlakové číslo, predstavujúce zaťaženie stupňa, bolo hlavným parametrom, na základe ktorého prebiehala optimalizácia prietokového kanálu. Doporučená hodnota pre pretlakové lopatkovanie sa pohybuje v rozpätí 2,2 – 4,4 [11] s optimom približne 2,7. S optimálnym tlakovým číslom je účinnosť stupňa maximálna.

Izoentropický spád 27. stupňa

$$H_{iz}^{ST} = i_0 - i_{2iz} = 2350,7 - 2221,6 = 129,2 \frac{kJ}{kg} \quad (4.124)$$

Súčtom spádu na rotore a statore a podelením spádom (zisteným v rovnici 4.124) dostaneme účinnosť samotného stupňa.

$$\eta_i^{ST} = \frac{H_r + H_s}{H_{iz}^{ST}} = \frac{60,3 + 40,4}{129,2} = 0,780 [-] \quad (4.125)$$

Tlakové číslo 27. stupňa

$$\psi = \frac{2 \cdot H_{iz}^{ST} \cdot 1000}{u_2^2} = \frac{2 \cdot 129,2 \cdot 1000}{304,3^2} = 2,79 [-] \quad (4.126)$$

Stupeň reakcie 27. stupňa

$$\rho = \frac{H_{iz,r}}{H_{iz}^{ST}} = \frac{78,5}{129,2} = 0,60 [-] \quad (4.127)$$

So známym hmotnostným tokom, izoentropickým spádom a účinnosťou stupňa možno vypočítať výkon stupňa.

$$P = M_6 \cdot H_{iz}^{ST} \cdot \eta_i^{ST} = 13,99 \cdot 129,2 \cdot 0,780 = 1408,3 \text{ kW} \quad (4.128)$$

Tab. č. 4-9 - Výsledne parametre jednotlivých stupňov turbíny

Stupeň	H _{iz,ST} [kJ/kg]	η _{i,ST} [-]	Ψ [-]	ρ [-]	P [kW]
27	129,1	0,780	2,79	0,60	1408,3
26	98,6	0,822	2,61	0,52	1134,2
25	77,2	0,841	2,74	0,55	908,2
24	69,7	0,855	2,69	0,52	833,7
23	64,8	0,862	2,73	0,50	781,0
22	56,1	0,868	2,72	0,51	681,3
21	53,2	0,871	2,70	0,51	647,9
20	51,2	0,869	2,71	0,50	622,8
19	43,3	0,875	2,76	0,50	530,2
18	43,0	0,871	2,79	0,52	524,4
17	40,3	0,867	2,66	0,51	488,1
16	40,1	0,860	2,70	0,51	482,6
15	39,7	0,852	2,73	0,51	472,8
14	38,0	0,844	2,66	0,50	448,5
13	38,8	0,831	2,77	0,49	450,8
12	35,1	0,834	2,74	0,49	409,8
11	34,8	0,826	2,74	0,49	401,7
10	33,7	0,817	2,69	0,51	384,7
9	34,7	0,811	2,81	0,50	393,3
8	34,8	0,805	2,85	0,49	392,0
7	35,5	0,790	2,95	0,50	392,5
6	30,6	0,810	2,92	0,50	334,5
5	30,0	0,810	2,90	0,51	325,3
4	29,0	0,806	2,77	0,51	307,5
3	29,0	0,796	2,84	0,49	309,7
2	28,3	0,790	2,78	0,49	299,6
1	29,2	0,778	2,89	0,51	303,7

4.2.7. Rýchlostný trojuholník

Je potrebné stanoviť rýchlosti v rýchlostnom trojuholníku a uhly medzi nimi, pomocou ktorých budú upresnené rýchlostné súčinitele statoru a rotoru. Na záver je skontrolované Machovo číslo na výstupe zo stupňovej časti.

Absolútna rýchlosť na výstupe zo statora

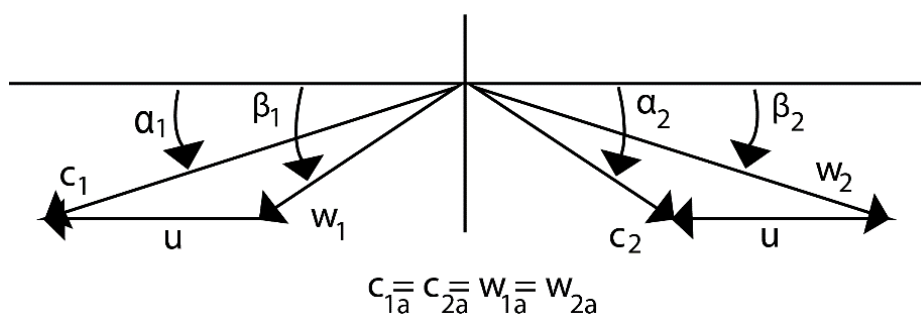
$$c_1 = \frac{c_{a1}}{\sin \alpha_1} = \frac{195,4}{\sin 32} = 368,7 \frac{m}{s} \quad (4.129)$$

Relatívna rýchlosť na vstupe do rotoru

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.130)$$

$$w_1 = \sqrt{368,7^2 + 289,4^2 - 2 \cdot 368,7 \cdot 289,4 \cdot \cos 32} = 196,8 \frac{m}{s}$$

Relatívna axiálna rýchlosť na výstupe zo statoru sa rovnajú, čo vychádza z predpokladu na obr. č. 4-5.



Obr. č. 4-5 - Popis predpokladaného rýchlostného trojuholníka SČ

$$w_{a1} = c_{a1} = 195,4 \frac{m}{s} \quad (4.131)$$

Vstupný uhol prúdu pary do rotoru

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{a1}}{w_1} = \arcsin \frac{195,4}{196,8} = 83,2^\circ \quad (4.132)$$

Relatívna izoentropická rýchlosť z rotoru

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot H_{iz}^{ST} + w_1^2} = \sqrt{0,6 \cdot 2 \cdot 129,1 + 196,8^2} = 440,1 \frac{m}{s} \quad (4.133)$$

Skutočná relatívna rýchlosť je vypočítaná pomocou rýchlostného súčiniteľa, ktorý bol spočiatku odhadnutý, ale na konci výpočtu spätne dosadený pre upresnenie.

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi = 440,1 \cdot 0,984 = 433,2 \frac{m}{s} \quad (4.134)$$

Kontrola výstupného uhla relatívnej rýchlosti pre posledný stupeň vyšiel s pomerne veľkou odlišnosťou, ktorá je spôsobená veľkým nárastom rozmerov prietokového kanálu, čo porušuje jednu z podmienok metódy c_a/u . S klesajúcim rozdielom stredného priemeru na vstupe a výstupe kanála táto výchylka výrazne klesá.

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{a2}}{w_2} = \arcsin \frac{288,8}{433,2} = 37,5^\circ \quad (4.135)$$

Absolútna rýchlosť na výstupe zo stupňa so zvoleným výstupným uhlom relatívnej rýchlosti

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (4.136)$$

$$c_2 = \sqrt{433,2^2 + 304,3^2 - 2 \cdot 433,2 \cdot 304,3 \cdot \cos 36} = 289,3 \frac{m}{s}$$

Výstupný uhol absolútnej rýchlosti

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{a2}}{c_2} = \arcsin \frac{288,8}{289,3} = 86,6^\circ \quad (4.137)$$

Absolútna rýchlosť v obvodovom smere na vstupe do rotoru

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 368,7 \cdot \cos 32 = 312,7 \frac{m}{s} \quad (4.138)$$

Relatívna rýchlosť v obvodovom smere na vstupe do rotoru

$$w_{u1} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 196,7 \cdot \cos 83,2 = 23,3 \frac{m}{s} \quad (4.139)$$

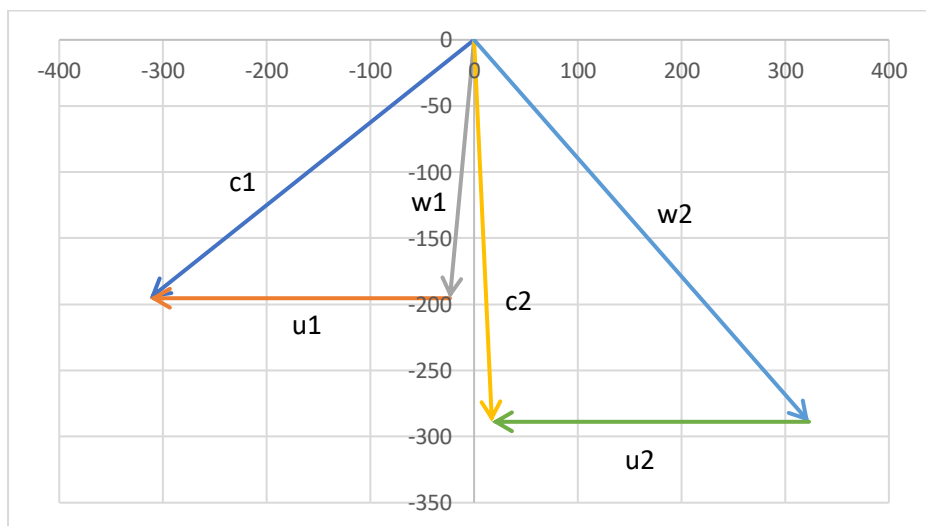
Absolútna rýchlosť v obvodovom smere na výstupe z rotoru

$$c_{u2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 289,3 \cdot \cos 86,6 = 17,2 \frac{m}{s} \quad (4.140)$$

Relatívna rýchlosť v obvodovom smere na výstupe z rotoru

$$w_{u2} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 433,2 \cdot \cos 36 = 322,9 \frac{m}{s} \quad (4.141)$$

Keďže sú známe všetky hodnoty rýchlosti, je zostavený rýchlostný trojuholník stupňa. Taktiež boli z rozdielu uhlov satorovej a rotorovej časti upresnené rýchlostné súčinitele φ a ψ pomocou obrázku č. 3-6.



Obr. č. 4-6 - Zobrazenie rýchlostného trojuholníka pre 27. stupeň

Tab. č. 4-10 - Rýchlosti a zložky stupňov prietokového kanála 1/3

Stupeň	c _{1a} [m/s]	c ₁ [m/s]	c _{1u} [m/s]	w ₁ [m/s]	w _{1u} [m/s]	w _{1a} [m/s]	β ₁ [°]	w ₂ [m/s]
27	195,4	368,7	312,7	196,8	23,3	195,4	83,2	433,2
26	148,6	338,9	304,6	155,2	44,9	148,6	73,2	348,7
25	131,1	288,7	257,2	133,4	24,8	131,1	79,3	314,5
24	107,4	274,8	253,0	111,5	30,2	107,4	74,3	285,2
23	96,3	268,7	250,8	103,4	37,7	96,3	68,6	268,0
22	88,2	246,0	229,7	92,8	28,8	88,2	71,9	250,7
21	77,4	237,7	224,7	82,3	28,0	77,4	70,1	241,0
20	72,0	233,1	221,7	77,9	29,6	72,0	67,7	233,1
19	68,4	215,5	204,4	73,9	27,9	68,4	67,8	215,1
18	61,7	208,5	199,2	66,3	24,3	61,7	68,5	215,8
17	58,1	203,5	195,0	62,1	21,9	58,1	69,4	206,3
16	54,5	201,4	193,9	58,9	22,4	54,5	67,7	204,8
15	53,1	200,0	192,8	57,9	23,1	53,1	66,5	203,3
14	51,5	196,6	189,7	55,8	21,5	51,5	67,4	197,0
13	52,3	202,2	195,3	59,8	28,9	52,3	61,1	197,3
12	45,6	189,7	184,2	51,8	24,5	45,6	61,7	186,4
11	44,6	188,2	182,8	50,8	24,3	44,6	61,4	185,1
10	42,7	182,8	177,7	47,1	20,0	42,7	64,9	183,7
9	42,6	185,2	180,2	48,7	23,6	42,6	61,0	187,6
8	43,1	188,9	183,9	51,6	28,4	43,1	56,7	184,6
7	42,3	187,9	183,1	50,9	28,3	42,3	56,2	187,8
6	38,0	174,3	170,1	45,9	25,8	38,0	55,9	173,8
5	36,3	169,2	165,2	42,1	21,3	36,3	59,6	173,6
4	34,9	165,0	161,3	39,1	17,8	34,9	63,0	169,2
3	35,4	170,4	166,6	42,7	23,8	35,4	56,1	167,3
2	34,5	168,5	164,9	41,1	22,5	34,5	56,9	165,0
1	33,5	166,4	163,0	39,4	20,9	33,5	58	170,3

Tab. č. 4-11 - Rýchlosti a zložky stupňov prietokového kanála 2/3

Stupeň	w _{2a} [m/s]	w _{2u} [m/s]	c ₂ [m/s]	c _{2a} [m/s]	c _{2u} [m/s]	α ₂ [°]	φ [-]	ψ [-]
27	288,8	322,9	289,3	288,8	17,2	86,6	0,9834	0,9843
26	166,9	306,1	169,8	166,9	31,2	79,4	0,9806	0,9797
25	154,4	274,0	158,7	154,4	36,5	76,7	0,9802	0,9815
24	118,5	259,6	122,5	118,5	31,1	75,3	0,9786	0,9787
23	100,6	248,5	105,0	100,6	30,0	73,4	0,9770	0,9757
22	95,2	232,0	99,5	95,2	28,7	73,2	0,9771	0,9771
21	82,8	226,3	87,4	82,8	27,9	71,4	0,9756	0,9755
20	74,2	220,9	78,9	74,2	27,0	70,0	0,9745	0,9737
19	72,2	202,6	76,5	72,2	25,3	70,7	0,9751	0,9742
18	64,9	205,8	71,6	64,9	30,1	65,2	0,9715	0,9735
17	60,4	197,3	64,7	60,4	23,4	68,7	0,9732	0,9737
16	56,3	197,0	61,3	56,3	24,4	66,6	0,9715	0,9723
15	54,5	195,9	60,0	54,5	25,3	65,1	0,9705	0,9714
14	52,2	190,0	56,4	52,2	21,2	67,9	0,9720	0,9718
13	51,0	190,6	56,0	51,0	23,2	65,5	0,9805	0,9676

Tab. č. 4-12 - Rýchlosti a zložky stupňov prietokového kanála 3/3

Stupeň	W _{2a} [m/s]	W _{2u} [m/s]	C ₂ [m/s]	C _{2a} [m/s]	C _{2u} [m/s]	α ₂ [°]	φ [-]	ψ [-]
12	46,8	180,4	51,2	46,8	20,8	66,1	0,9702	0,9677
11	44,3	179,8	48,7	44,3	20,3	65,4	0,9683	0,9668
10	43,5	178,5	48,0	43,5	20,4	64,9	0,9678	0,9692
9	43,4	182,5	50,4	43,4	24,0	61,1	0,9650	0,9664
8	42,0	179,8	48,0	42,0	23,4	60,9	0,9662	0,9625
7	42,6	182,9	50,8	42,7	27,7	57,0	0,9628	0,9621
6	38,2	169,6	45,6	38,2	25,0	56,8	0,9621	0,9614
5	38,0	169,4	45,6	38,0	25,3	56,3	0,9615	0,9646
4	36,3	165,2	42,3	36,3	21,7	59,2	0,9639	0,9671
3	35,1	163,6	40,6	35,1	20,3	60,0	0,9645	0,9610
2	34,0	161,5	38,9	34,0	19,0	61,2	0,9652	0,9615
1	34,8	166,7	42,7	34,8	24,7	54,7	0,9592	0,9626

Na záver výpočtu rýchlostného trojuholníka je potrebné overiť hodnotu Machovho čísla na výstupe zo satorovej a rotorovej časti 27. stupňa (rovnako ako u regulačného stupňa). Rýchlosť zvuku pre dané prostredie bola zistená pomocou knižnice X-Steam [7] v programe MS Excel.

Tab. č. 4-13 - Kontrola Machovho čísla na 27. stupni

Bod	Rýchlosť zvuku	Machovo číslo	Prúdenie
1	443,6	0,83	Podkritické
2	435,8	0,99	Podkritické
[-]	a [m/s]	M [-]	[-]

4.2.8. Výsledný výkon a straty parnej turbíny

Entalpia pri ideálnej expanzii na výstupe z turbíny

$$i_{2iz54} = f(s_{01}, p_{254}) = 2098,2 \frac{kJ}{kg} \quad (4.142)$$

Skutočný izoentalpický spád stupňovej časti

$$H^{SČ} = i_{01} - i_{254} = 3304,7 - 2250,0 = 1054,7 \frac{kJ}{kg} \quad (4.143)$$

Ideálny spád stupňovej časti turbíny

$$H_{iz}^{SČ} = i_{01} - i_{2iz54} = 3304,7 - 2098,2 = 1206,6 \frac{kJ}{kg} \quad (4.144)$$

Vnútorná účinnosť stupňovej časti

$$\eta_i = \frac{H^{SČ}}{H_{iz}^{SČ}} = \frac{1054,7}{1206,6} = 0,874 [-] \quad (4.145)$$

Súčet izoentropických spádov jednotlivých stupňov

$$\sum_{i=1}^n H_{iz,st_i} = 1267,1 \frac{kJ}{kg} \quad (4.146)$$

Skutočný reheat factor stupňovej časti

$$(1 + f) = \frac{\sum H_{iz,st_i}}{H_{iz}^{sč}} = \frac{1267,1}{1206,6} = 1,0503 [-] \quad (4.147)$$

Keďže bola para z vyrovnávacieho piestu zavedená pred štvrtý kužel, bude výpočet skutočného výkonu rozdelený na 2 časti.

Skutočný výkon prvého až tretieho kužľa

$$P_1 = m_1 \cdot (i_{0_1} - i_{2_{38}}) = 13,39 \cdot (3304,7 - 2751,7) = 7103,4 \text{ kW} \quad (4.148)$$

Strata výstupnou rýchlosťou na konci turbíny

$$z_c = \frac{c_{220}^2}{2} = \frac{260,3^2}{2} = 33,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.149)$$

Skutočný výkon štvrtého až šiesteho kužľa

$$P_2 = m_2 \cdot (i_{0_{41}} - i_{2_{54}} - z_c) = 13,99 \cdot (2707,2 - 2250,0 - 33,9) = 5690,9 \text{ kW} \quad (4.150)$$

Termodynamická účinnosť stupňovej časti

$$\eta_{tdi}^{sč} = \frac{H^{sč} - z_c}{H_{iz}^{sč}} = \frac{1054,7 - 33,9}{1206,6} = 0,846 [-] \quad (4.151)$$

Entalpia po ideálnej expanzii od regulačného stupňa

$$i_{2iz_c} = f(s_{0_{RS}}, p_{2_{54}}) = 2084,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.1524)$$

Skutočný spád celej turbíny

$$H_c^T = i_0^{RS} - i_{2_{54}} = 3405,9 - 2250,0 = 1155,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.153)$$

Izoentropický spád celej turbíny

$$H_{iz}^T = i_0^{RS} - i_{2iz_c} = 3405,9 - 2084,5 = 1321,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.154)$$

Celkový výkon parnej turbíny

$$P_c = P_1 + P_2 + P_{RS} = 7402,9 + 5667,0 + 1453,6 = 14777,4 \text{ kW} \quad (4.155)$$

Termodynamická účinnosť celej parnej turbíny

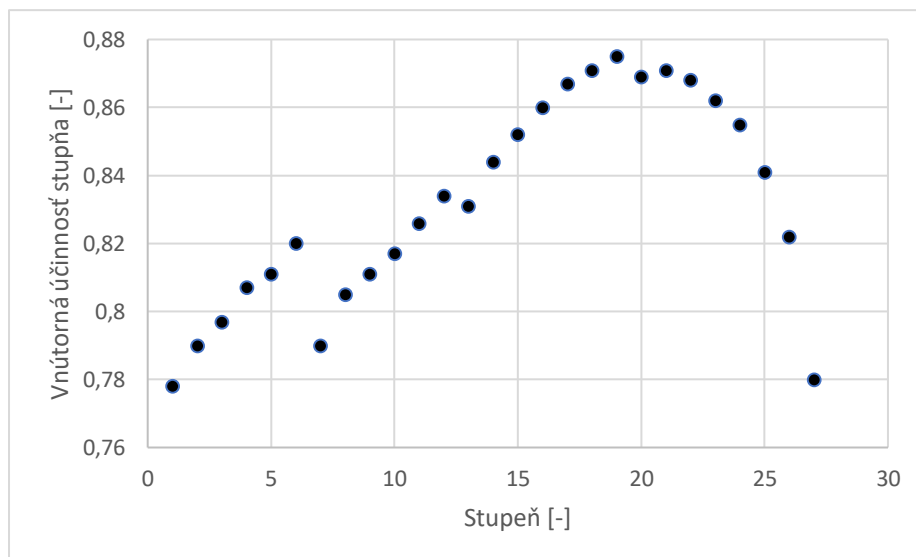
$$\eta_{tdi}^T = \frac{H_c^T - z_c}{H_{iz}^T} = \frac{1155,9 - 33,9}{1321,4} = 0,849 [-] \quad (4.156)$$

Mechanické straty tvoria tepelný výkon, ktorý je prenesený ako teplo do oleja ložísk a tie sú v kapitole č. 7 vhodne zvolené z katalógov firmy KingsBury [8] a [9].

$$z_{mech} = z_{rad1} + z_{rad2} + z_{axial} = 4,0 + 5,0 + 16,0 = 25,0 \text{ kW} \quad (4.157)$$

Mechanický výkon prenášaný na kompresor

$$P_m = 14777,4 - 25,0 = 14752,4 \text{ kW} \quad (4.158)$$



Obr. č. 4-7 - Priebeh vnútornej účinnosti jednotlivých stupňov SČ

Tab. č. 4-14 – Výsledný parametre jednotlivých radov kužeľov 1/5

Stupeň	l	D _s	α	p ₂	i ₂	v ₂	S _a	u	c _a
	[m]	[m]	[°]	[bar]	[kJ/kg]	[m ³ /kg]	[m ²]	[m/s]	[m/s]
54	0,344	0,814	36,0	0,07	2250,0	18,164	0,880	304,3	288,8
53	0,304	0,774	32,0	0,13	2310,3	10,335	0,739	298,4	195,6
52	0,265	0,735	28,0	0,19	2350,7	7,302	0,612	274,8	166,9
51	0,225	0,695	26,0	0,27	2392,4	5,218	0,491	259,8	148,6
50	0,175	0,635	28,0	0,38	2431,8	3,854	0,350	237,4	154,4
49	0,162	0,622	27,0	0,50	2467,6	2,966	0,317	232,5	131,0
48	0,149	0,609	24,0	0,63	2496,7	2,415	0,285	227,7	118,5
47	0,136	0,596	23,0	0,80	2527,9	1,955	0,255	222,8	107,4
46	0,123	0,583	22,0	0,99	2556,3	1,621	0,225	218,0	100,6
45	0,110	0,570	21,0	1,21	2584,3	1,356	0,197	213,1	96,3
44	0,098	0,543	22,0	1,47	2612,1	1,383	0,167	203,0	95,2
43	0,092	0,537	21,0	1,74	2637,1	0,978	0,155	200,8	88,2
42	0,086	0,531	20,0	2,05	2660,8	0,849	0,144	198,5	82,8
41	0,081	0,526	19,0	2,39	2684,3	0,741	0,134	196,6	77,4
40	0,075	0,520	18,5	2,77	2707,2	0,650	0,123	194,4	74,2
39	0,069	0,514	18,0	3,19	2729,6	0,574	0,111	192,2	72,0
38	0,064	0,474	19,5	3,66	2751,7	0,514	0,095	177,2	72,2
37	0,062	0,472	18,5	4,10	2770,7	0,469	0,092	176,5	68,4
36	0,060	0,470	17,4	4,59	2789,6	0,430	0,089	175,7	64,9
35	0,058	0,468	17,2	5,13	2808,9	0,393	0,085	175,0	61,7
34	0,055	0,465	17,0	5,68	2827,1	0,362	0,080	173,8	60,4
33	0,053	0,463	16,6	6,27	2844,7	0,335	0,077	173,1	58,1
32	0,051	0,461	15,9	6,89	2862,0	0,311	0,074	172,3	56,3
31	0,049	0,459	15,7	7,57	2879,5	0,288	0,071	171,6	54,5
30	0,046	0,456	15,5	8,29	2896,5	0,268	0,066	170,5	54,4
29	0,044	0,454	15,4	9,07	2913,7	0,249	0,063	169,7	53,1
28	0,042	0,452	15,3	9,88	2930,3	0,233	0,060	169,0	52,2
27	0,040	0,450	15,2	10,74	2946,5	0,218	0,057	168,2	51,5
26	0,038	0,448	15,1	11,63	2962,4	0,204	0,054	167,5	51,0

Tab. č. 4-15 – Výsledné parametre jednotlivých radov kužel'ov 2/5

Stupeň	l	D _s	α	p ₂	i ₂	v ₂	S _a	u	c _a
	[m]	[m]	[°]	[bar]	[kJ/kg]	[m³/kg]	[m²]	[m/s]	[m/s]
25	0,035	0,445	15,0	12,59	2978,1	0,191	0,049	166,4	52,3
24	0,038	0,428	14,5	13,67	2994,6	0,179	0,051	160,0	46,8
23	0,037	0,427	13,9	14,67	3009,1	0,169	0,050	159,6	45,6
22	0,036	0,426	13,8	15,76	3023,8	0,159	0,048	159,2	44,3
21	0,034	0,424	13,7	16,87	3038,1	0,151	0,045	158,5	44,6
20	0,033	0,423	13,6	18,07	3052,5	0,143	0,044	158,1	43,5
19	0,032	0,422	13,5	19,30	3066,5	0,135	0,042	157,8	42,7
18	0,030	0,420	13,4	20,57	3080,0	0,128	0,040	157,0	43,4
17	0,029	0,419	13,3	21,98	3094,2	0,122	0,038	156,6	42,6
16	0,028	0,418	13,2	23,44	3108,2	0,115	0,037	156,3	42,0
15	0,026	0,416	13,2	24,95	3122,0	0,110	0,034	155,5	43,1
14	0,025	0,415	13,1	26,62	3136,2	0,104	0,033	155,2	42,3
13	0,024	0,414	13,0	28,38	3150,2	0,099	0,031	154,8	42,2
12	0,027	0,387	12,7	30,25	3164,3	0,094	0,033	144,7	38,2
11	0,026	0,386	12,6	31,91	3176,7	0,090	0,032	144,3	38,0
10	0,025	0,385	12,5	33,66	3189,2	0,086	0,030	143,9	38,0
9	0,025	0,385	12,4	35,50	3201,6	0,082	0,030	143,9	36,3
8	0,024	0,384	12,3	37,32	3213,5	0,079	0,029	143,6	36,3
7	0,024	0,384	12,2	39,23	3225,3	0,076	0,029	143,6	34,9
6	0,022	0,383	12,1	41,11	3236,5	0,073	0,028	143,2	35,1
5	0,022	0,382	12,0	43,14	3248,0	0,070	0,026	142,8	35,4
4	0,022	0,382	11,9	45,29	3259,7	0,067	0,026	142,8	34,0
3	0,021	0,381	11,8	47,40	3270,7	0,065	0,025	142,4	34,5
2	0,020	0,380	11,7	49,67	3282,0	0,062	0,024	142,1	34,8
1	0,020	0,380	11,6	52,13	3293,6	0,060	0,024	142,1	33,5

Tab. č. 4-16 – Výsledné parametre jednotlivých radov kužel'ov 3/5

Stupeň	c _a /u	Pa	H _{iz,st}	H _{iz}	x _{tol}	D _v	k	ξ _k	ξ _v
	[-]	[-]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[-]	[m]	[mm]	[-]	[-]
54	0,949	0,59	157,0	78,5	0,3	1,160	1,5	0,024	0,089
53	0,676	0,82	102,0	51,0	0,3	1,078	1,4	0,025	0,077
52	0,697	0,74	102,3	51,2	0,3	1,000	1,3	0,027	0,065
51	0,572	0,71	95,4	47,7	0,3	0,920	1,2	0,030	0,052
50	0,651	0,66	85,6	42,8	0,3	0,810	1,1	0,036	0,038
49	0,564	0,78	69,0	34,5	0,3	0,784	1,1	0,039	0,034
48	0,521	0,71	73,1	36,6	0,3	0,758	1,1	0,042	0,030
47	0,482	0,75	66,5	33,2	0,3	0,732	1,0	0,043	0,026
46	0,462	0,73	64,7	32,4	0,3	0,706	1,0	0,048	0,022
45	0,452	0,70	64,9	32,4	0,3	0,680	1,0	0,053	0,019
44	0,469	0,72	57,6	28,8	0,3	0,641	0,9	0,055	0,016
43	0,439	0,74	54,8	27,4	0,3	0,629	0,9	0,059	0,015
42	0,417	0,73	53,9	27,0	0,3	0,617	0,9	0,063	0,013
41	0,394	0,74	52,5	26,3	0,3	0,607	0,9	0,067	0,012
40	0,382	0,74	51,4	25,7	0,3	0,595	0,9	0,072	0,010
39	0,375	0,72	51,1	25,6	0,3	0,583	0,9	0,078	0,009
38	0,408	0,72	43,4	21,7	0,2	0,538	0,7	0,070	0,009

Tab. č. 4-17 – Výsledné parametre jednotlivých radov kužel'ov 4/5

Stupeň	c_a/u [-]	Pa [-]	$H_{iz,st}$ [kJ/kg]	H_{iz} [kJ/kg]	x_{tol} [-]	D_v [m]	k [mm]	ξ_k [-]	ξ_v [-]
37	0,388	0,72	43,4	21,7	0,2	0,534	0,7	0,073	0,008
36	0,369	0,69	44,5	22,3	0,2	0,530	0,7	0,075	0,008
35	0,352	0,73	41,7	20,1	0,2	0,526	0,7	0,078	0,008
34	0,347	0,74	40,7	20,4	0,2	0,520	0,7	0,082	0,007
33	0,336	0,75	39,8	19,9	0,2	0,516	0,7	0,085	0,007
32	0,327	0,73	40,8	20,4	0,2	0,512	0,7	0,088	0,006
31	0,318	0,75	39,5	19,8	0,2	0,508	0,7	0,092	0,006
30	0,319	0,72	40,3	20,2	0,2	0,502	0,7	0,098	0,005
29	0,313	0,74	39,1	19,6	0,2	0,498	0,7	0,102	0,005
28	0,309	0,75	38,3	19,1	0,2	0,494	0,7	0,107	0,004
27	0,306	0,75	37,8	18,9	0,2	0,490	0,7	0,113	0,004
26	0,305	0,74	37,9	18,9	0,2	0,486	0,7	0,118	0,004
25	0,315	0,70	39,8	19,9	0,2	0,480	0,7	0,129	0,003
24	0,293	0,74	34,7	17,4	0,2	0,466	0,7	0,118	0,004
23	0,286	0,72	35,6	17,8	0,2	0,464	0,7	0,122	0,004
22	0,278	0,74	34,4	17,2	0,2	0,462	0,7	0,125	0,004
21	0,281	0,72	35,1	17,6	0,2	0,458	0,7	0,132	0,003
20	0,276	0,74	35,0	17,0	0,2	0,456	0,7	0,136	0,003
19	0,270	0,75	33,3	16,7	0,2	0,454	0,7	0,141	0,003
18	0,276	0,70	35,0	17,5	0,2	0,450	0,7	0,150	0,003
17	0,272	0,71	34,4	17,2	0,2	0,448	0,6	0,140	0,002
16	0,269	0,72	34,2	17,1	0,2	0,446	0,6	0,145	0,002
15	0,277	0,68	35,6	17,8	0,2	0,442	0,6	0,156	0,002
14	0,275	0,68	35,7	17,8	0,2	0,440	0,6	0,162	0,002
13	0,273	0,68	29,8	17,8	0,2	0,438	0,6	0,169	0,002
12	0,264	0,69	30,6	15,3	0,1	0,414	0,5	0,133	0,002
11	0,264	0,68	30,7	15,4	0,1	0,412	0,5	0,139	0,002
10	0,264	0,67	30,9	15,4	0,1	0,410	0,5	0,144	0,002
9	0,253	0,71	29,2	14,6	0,1	0,410	0,5	0,144	0,002
8	0,253	0,71	29,2	14,6	0,1	0,408	0,5	0,150	0,002
7	0,243	0,74	27,8	13,9	0,1	0,408	0,5	0,150	0,002
6	0,245	0,71	28,8	14,4	0,1	0,406	0,5	0,157	0,002
5	0,248	0,69	29,4	14,7	0,1	0,404	0,5	0,164	0,002
4	0,238	0,73	27,9	14,0	0,1	0,404	0,5	0,164	0,002
3	0,242	0,71	28,8	14,4	0,1	0,402	0,5	0,171	0,002
2	0,245	0,67	29,9	15,0	0,1	0,400	0,5	0,180	0,001
1	0,236	0,71	28,5	14,3	0,1	0,400	0,5	0,180	0,001

Tab. č. 4-18 – Výsledné parametre jednotlivých radov kužel'ov 5/6

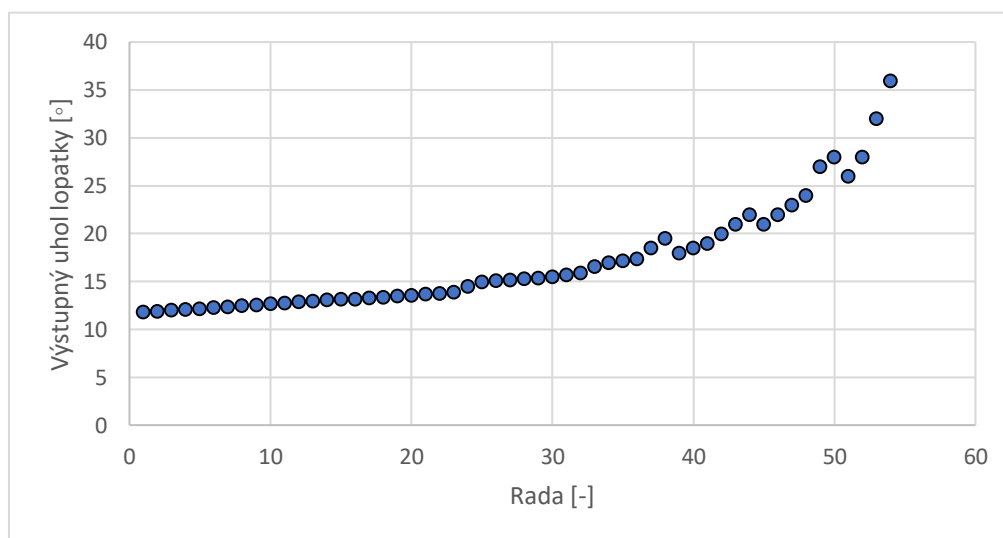
Stupeň	ξ_x [-]	η_i [-]	H [kJ/kg]	z [kJ/kg]	φ/ψ [-]	p ₀ [bar]	s ₀ [kJ/K.kg]	i ₀ [kJ/kg]	v ₀ [m³/kg]
54	0,062	0,768	60,3	18,2	0,984	0,127	7,1938	2310,3	10,33
53	0,062	0,793	40,4	10,5	0,983	0,186	7,1613	2350,7	7,301
52	0,050	0,816	41,7	9,4	0,980	0,270	7,1335	2392,5	5,218
51	0,050	0,825	31,3	8,3	0,981	0,377	7,1090	2431,8	3,854
50	0,040	0,837	35,8	7,0	0,981	0,504	7,0884	2467,6	2,966
49	0,040	0,844	29,1	5,4	0,980	0,634	7,0732	2496,7	2,415
48	0,031	0,852	31,1	5,4	0,979	0,803	7,0578	2527,9	1,955
47	0,031	0,856	28,4	4,8	0,979	0,990	7,0447	2556,3	1,621
46	0,023	0,863	27,9	4,4	0,976	1,209	7,0329	2584,2	1,356
45	0,023	0,859	27,9	4,6	0,977	1,471	7,0208	2612,1	1,138
44	0,015	0,859	25,0	3,8	0,977	1,744	7,0109	2637,1	0,978
43	0,015	0,867	23,7	3,6	0,977	2,045	7,0016	2660,8	0,849
42	0,007	0,872	23,5	3,5	0,976	2,386	6,9929	2684,3	0,741
41	0,007	0,869	22,8	3,4	0,976	2,765	6,9842	2707,2	0,650
40	0,001	0,871	22,4	3,3	0,974	3,187	6,9760	2729,6	0,574
39	0,002	0,866	22,1	3,4	0,975	3,659	6,9676	2751,7	0,514
38	0	0,875	19,0	2,7	0,974	4,102	6,9612	2770,7	0,469
37	0	0,872	18,9	2,8	0,975	4,586	6,9547	2789,6	0,430
36	0	0,870	19,4	2,9	0,974	5,129	6,9481	2808,9	0,393
35	0	0,870	18,1	2,7	0,972	5,683	6,9421	2827,1	0,362
34	0	0,867	17,7	2,7	0,974	6,269	6,9362	2844,7	0,335
33	0	0,865	17,2	2,7	0,973	6,888	6,9301	2862,0	0,311
32	0	0,861	17,6	2,8	0,982	7,572	6,9246	2879,5	0,288
31	0	0,858	17,0	2,8	0,972	8,285	6,9188	2896,5	0,268
30	0	0,853	17,2	3,0	0,971	9,067	6,9129	2913,7	0,249
29	0	0,849	16,6	3,0	0,971	9,881	6,9070	2930,3	0,233
28	0	0,845	16,2	3,0	0,972	10,73	6,9013	2946,5	0,218
27	0	0,841	15,9	3,0	0,971	11,63	6,8956	2962,3	0,204
26	0	0,835	15,8	3,1	0,968	12,59	6,8897	2978,1	0,192
25	0	0,824	16,4	3,5	0,972	13,67	6,8833	2994,6	0,179
24	0	0,835	14,5	2,9	0,968	14,67	6,8780	3009,1	0,169
23	0	0,831	14,8	3,0	0,968	15,76	6,8726	3023,8	0,159
22	0	0,829	14,3	3,0	0,967	16,87	6,8675	3038,1	0,151
21	0	0,821	14,4	3,1	0,967	18,08	6,8620	3052,6	0,143
20	0	0,818	13,9	3,1	0,969	19,30	6,8567	3066,4	0,135
19	0	0,814	13,6	3,1	0,969	20,57	6,8514	3080,0	0,128
18	0	0,805	14,1	3,4	0,966	21,97	6,8457	3094,1	0,122
17	0	0,815	14,0	3,2	0,965	23,42	6,8405	3108,1	0,115
16	0	0,810	13,8	3,3	0,963	24,95	6,8351	3121,9	0,110
15	0	0,798	14,2	3,6	0,966	26,62	6,8294	3136,1	0,104
14	0	0,792	14,1	4,7	0,962	28,39	6,8235	3150,3	0,099
13	0	0,784	13,9	3,8	0,963	30,25	6,8175	3164,3	0,093
12	0	0,819	12,5	2,8	0,961	31,91	6,8132	3176,7	0,090
11	0	0,814	12,5	2,9	0,962	33,66	6,8088	3189,2	0,086
10	0	0,808	12,5	3,0	0,965	35,50	6,8043	3201,6	0,082
9	0	0,811	11,8	2,8	0,962	37,32	6,8001	3213,5	0,079

Tab. č. 4-19 – Výsledné parametre jednotlivých radov kužeľov 6/6

Stupeň	ξ_x	η_i	H	z	φ/ψ	p_0	s_0	i_0	v_0
	[-]	[-]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[-]	[bar]	[kJ/K.kg]	[kJ/kg]	[m³/kg]
8	0	0,806	11,8	2,8	0,967	39,23	6,7959	3225,3	0,076
7	0	0,806	11,2	2,7	0,964	41,11	6,7919	3236,5	0,073
6	0	0,800	11,5	2,9	0,961	43,14	6,7877	3248,0	0,070
5	0	0,792	11,6	3,1	0,964	45,29	6,7832	3259,7	0,067
4	0	0,794	11,1	2,9	0,962	47,40	6,7791	3270,7	0,065
3	0	0,785	11,3	3,1	0,965	49,67	6,7747	3282,0	0,062
2	0	0,774	11,6	3,4	0,963	52,13	6,7700	3293,6	0,060
1	0	0,778	11,1	3,2	0,960	54,56	6,7655	3304,7	0,058

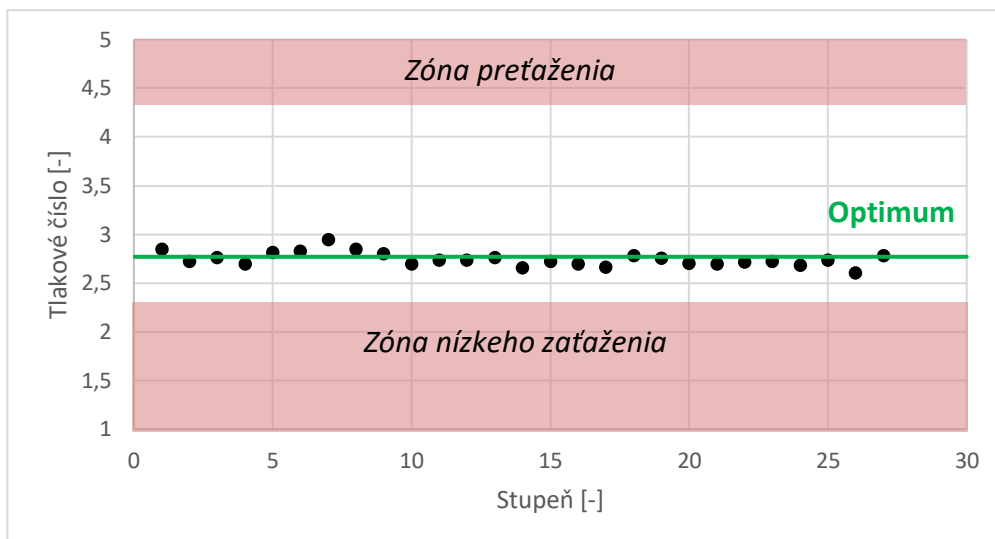
4.3. Záver detailného výpočtu stupňovej časti

Úlohou detailného výpočtu stupňovej časti bol návrh postupne každej satorovej a rotorovej lopatky prietokového kanálu. Zo začiatku bol výpočet vypracovaný na základe predbežného návrhu, z ktorého bol použitý počet kužeľov, pätný priemer, dĺžka a rozpätie výstupných uhlov lopatiek. Výpočet začínal na poslednom stupni a pokračoval smerom k regulačnému stupňu, kde sa museli dosiahnuť rovnaké stavy pary, ako na výstupe z regulačného stupňa. Po dokončení prvého výpočtu boli stanovené hodnoty tlakového čísla a stupňa reakcie, následne určené ako hlavné parametre optimalizácie. Keďže spočiatku vychádzali tieto hodnoty príliš odlišne od optimálneho stavu, došlo iterácie k úprave pätných priemerov a zmene geometrie lopatiek. Korekcia prebiehala aj zmenou výstupných uhlov lopatiek tesne mimo stanovené rozpätie v predbežnom výpočte.



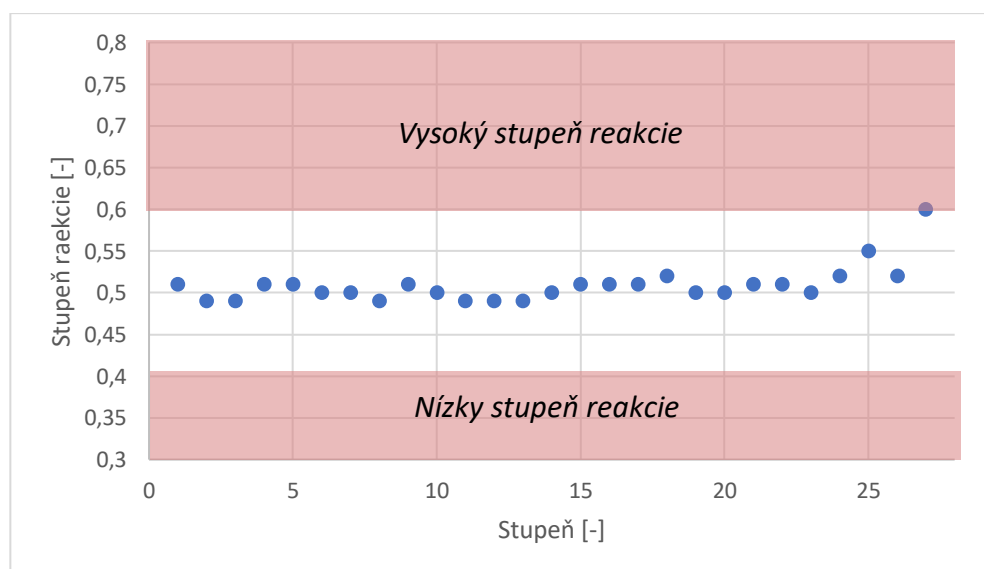
Obr. č. 4-8 - Priebeh výstupného uhla lopatiek stupňovej časti

Finálny počet kužeľov sa oproti detailnému návrhu nelíši. Pôvodne bol posledný kužeľ uvažovaný ako jednostupňový. Dochádzalo v ňom ale k spracovaniu príliš veľkého spádu, čo indikovalo vysoké tlakové číslo, ktoré sa musí udržiavať čo najbližšie optimu o hodnote 2,7. Z tohto dôvodu bol rozšírený na dvojstupňový. Konečný počet stupňov celej turbíny bol týmto stanovený na 6-6-7-3-3-2.



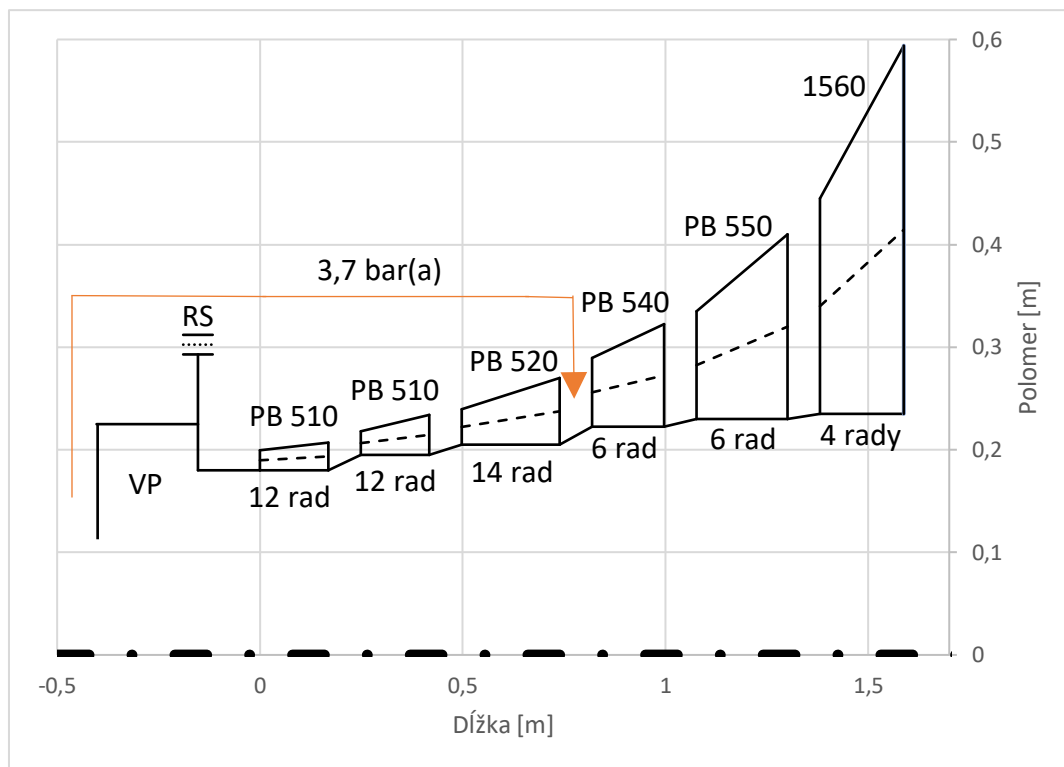
Obr. č. 4-9 - Priebeh tlakového čísla stupňovej časti

Jedným z hlavných optimalizačných parametrov bol stupeň reakcie, ktorý som sa snažil udržať v doporučenom rozmedzí. Najnižšia hodnota 0,49 sa objavuje v prvom a druhom kuželi, čo nesie známku dobrého návrhu. Napriek tomu v poslednom stupni dochádza k veľkému nárastu až na limitnú hodnotu 0,6. Tento nárast je možno zdôvodniť vysokým nárastom dĺžky lopatiek na výstupe z turbíny, čo porušuje podmienku metódy c_a/u , ktorá bola použitá pri výpočte, a tým je menej presný. Avšak cieľom diplomovej práce nebolo navrhovať posledný stupeň v niekoľkých rezoch po výške lopatky.



Obr. č. 4-10 - Priebeh stupňa reakcie stupňovej časti

Vnútna účinnosť celej parnej turbíny je stanovená na 84,9%, čo sa približne rovná odhadovanej hodnote na začiatku práce. Výsledný mechanický výkon prenášaný na hriadeľ kompresoru pri 105% menovitých otáčkach je 14777,4 kW. Výkon pri menovitých otáčkach dosahuje hodnotu 14501,4 kW.



Obr. č. 4-11 - Výsledný náhľad parnej turbíny

5. Pevnostný výpočet stupňovej časti

Ďalšou časťou, ktorá je pri návrhu parnej turbíny veľmi dôležitá, je pevnostná kontrola. Keďže ide o teleso s veľkou hmotnosťou, rotujúce za vysokých otáčok, je nutné overiť, či sú samotné lopatky a ich závesy schopné vydržať sily, ktoré na ne pôsobia. Najproblematickejšia je odstredivá sila. Má veľa parametrov, ktoré ju ovplyvňujú. Keďže ide o kondenzačnú parnú turbínu, dĺžka lopatiek smerom k výstupu rapídne narastá a tým pádom dosahuje vysokých odstredivých síl. Stroj je navrhovaný na pomerne vysoké otáčky, ktoré túto silu ovplyvňujú kvadraticky. Navyše norma API 612 požaduje, aby bola turbína schopná vydržať až 127% návrhových otáčok. Lopatky sú taktiež namáhané na ohyb, od ktorého závisí voľba profilu. Výpočet bude znázornený pre poslednú radu obežných lopatiek 27. stupňa.

Tab. č. 5-1 - Základne parametre použitých profilov [2]

Názov	Skratka	1560	PB 550	PB 540	PB 520	PB 510	Jednotka
Plocha profilu	S	3,740	2,385	1,496	0,780	0,510	[cm ²]
Moment odporu	W	0,651	0,292	0,144	0,054	0,030	[cm ³]
Šírka lopatky	B	41,2	29,1	23,0	13,0	10,6	[mm]
Tetiva	c	52,0	39,2	31	22,4	18,3	[mm]
Rozteč	s	31,72	26,3	18,6	18,3	14,9	[mm]

5.1. Odstredivé napätie

Výpočet odstredivého napätia je pomerne jednoduchý a stačí dopočítať uhlovú rýchlosť. Je potrebná plocha priečneho rezu profilu, ktorá závisí na voľbe lopatky. Limitná hodnota odstredivého napätia je 600 MPa.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 119 = 747,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (5.1)$$

Odstredivá sila

$$F_{ods} = S \cdot \rho \cdot \frac{D_s}{2} \cdot l \cdot \omega^2 \quad (5.2)$$

$$F_{ods} = 3,74 \cdot 7850 \cdot \frac{0,814}{2} \cdot 0,344 \cdot 747,7^2 = 615,2 \text{ N}$$

Pre splnenie podmienky stanovenej normou API 612, bolo nutné zvoliť väčšiu veľkosť tetivy a následne prepočítať plochu profilu na päťtom priereze.

$$S_p = S \cdot \left(\frac{c}{c_{1560}} \right)^2 = 3,74 \cdot \left(\frac{52}{41} \right)^2 = 1,61 \text{ cm}^2 \quad (5.3)$$

Odstredivé napätie

$$\sigma_{ods} = \frac{F_{ods}}{S_p} = \frac{615,2}{1,61} = 413 \text{ MPa} < 600 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

5.2. Ohybové napätie

Ako už bolo spomenuté ďalšou zložkou je ohybové napätie. Na jeho hodnotu majú vplyv obvodová a axiálna sila. Jednotlivé vplyvy budú dopočítané, keďže ešte nie sú známe. Po zvolení profilu je možné spočítať množstvo lopatiek na jednu radu. Axiálna sila bude ďalej využitá pri výpočte vyrovnávacieho piestu v kapitole 6.1. Limitná hodnota je závislá od vlhkosti pary. Pre prehriaty stav sa uvádza 40 MPa a pre vlhkosť 0,98 a menej je hranica posunutá z dôvodu väčšieho namáhania lopatiek na 20 MPa.

Počet lopatiek rady

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} = \frac{\pi \cdot 0,814}{0,03172} = 80,6 \Rightarrow 81 [-] \quad (5.5)$$

Axiálna sila na jednu lopatku

$$F_a = M \cdot \frac{c_{a1} - c_{a2}}{z} + \frac{\pi \cdot D_s}{z} \cdot l \cdot (p_1 - p_2)$$

$$F_a = 13,99 \cdot \frac{195,4 - 288,8}{81} + \frac{\pi \cdot 0,814}{81} \cdot 0,344 \cdot (0,13 - 0,07) \cdot 10^5 = 47,4 \text{ N} \quad (5.6)$$

Obvodová sila na jednu lopatku

$$F_u = M \cdot \frac{c_{u1} - c_{u2}}{z} = 13,99 \cdot \frac{312,7 - 17,2}{81} = 51,0 \text{ N} \quad (5.7)$$

Moment pôsobením axiálnou silou

$$M_a = F_a \cdot \frac{l}{2} = 47,4 \cdot \frac{0,344}{2} = 8,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.8)$$

Moment pôsobením obvodovou silou

$$M_u = F_u \cdot \frac{l}{2} = 51,0 \cdot \frac{0,344}{2} = 8,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.9)$$

Celkový ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{8,2^2 + 8,8^2} = 12,0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.10)$$

Ohybové napätie

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o}{W} = \frac{12,0}{0,651} = 18,4 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Pre menovité otáčky bola podmienka maximálneho ohybového a odstredivého napätia splnená. Zhrnutie výsledkov pre ostatné rady stupňovej časti bolo zhotovené v tabuľke č. 5-2.

Tab. č. 5-2 - Napätie na lopatky v stupňovej časti 1/2

Profil	Rada	F_a [N]	F_u [N]	M_a [N.m]	M_u [N.m]	M_o [N.m]	σ_{ods} [MPa]	σ_{ohyb} [MPa]
1560	54	47,4	51,0	8,16	8,78	12,0	382,0	18,4
1560	53	51,5	-51,1	7,82	-7,77	11,0	-	16,9
1560	52	66,9	52,4	8,86	6,94	11,3	265,7	17,3
1560	51	77,4	-54,4	8,70	-6,11	10,6	-	16,3
PB 550	50	48,3	36,3	4,23	3,18	5,29	243,8	18,2
PB 550	49	53,2	-42,7	4,31	-3,46	5,53	-	19,0
PB 550	48	63,9	42,5	4,76	3,17	5,72	199,1	19,6
PB 550	47	65,7	-43,9	4,47	-2,99	5,38	-	18,5
PB 550	46	69,6	44,1	4,28	2,71	5,07	157,4	17,4
PB 550	45	75,7	-45,7	4,16	-2,51	4,86	-	16,7
PB 540	44	48,5	30,6	2,38	1,50	2,81	116,8	19,5
PB 540	43	50,5	-31,0	2,32	-1,43	2,73	-	19,0
PB 540	42	53,5	30,6	2,30	1,32	2,65	100,2	18,4
PB 540	41	56,5	-31,1	2,29	-1,26	2,61	-	18,1
PB 540	40	68,5	36,3	2,57	1,36	2,91	85,6	31,3
PB 540	39	71,1	-37,1	2,45	-1,28	2,76	-	29,7
PB 520	38	47,7	29,6	1,43	0,89	1,68	61,9	30,9

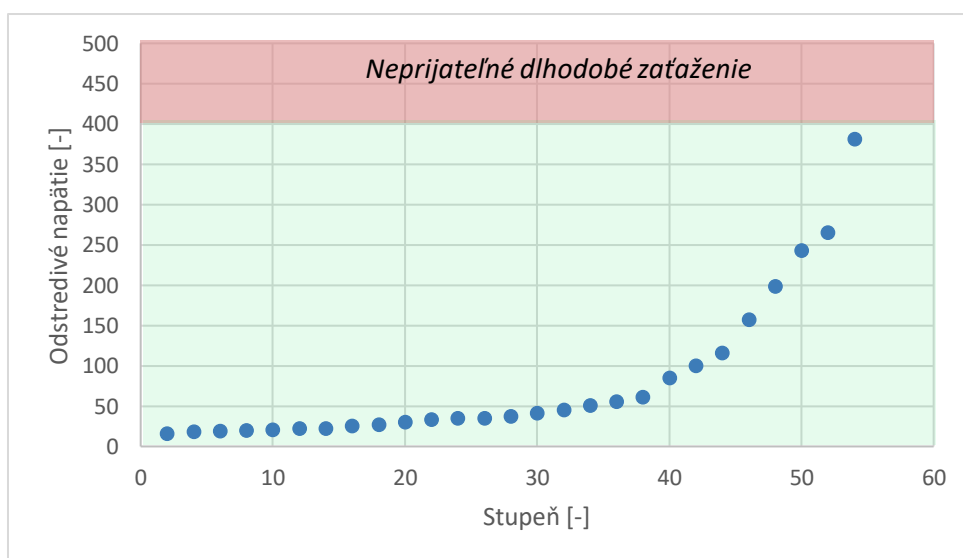
Tab. č. 5-3 - Napätie na lopatky v stupňovej časti 2/2

Profil	Rada	F_a [N]	F_u [N]	M_a [N.m]	M_u [N.m]	M_o [N.m]	σ_{ods} [MPa]	σ_{ohyb} [MPa]
PB 520	37	50,5	-28,8	1,46	-0,84	1,68	-	30,9
PB 520	36	54,0	28,3	1,48	0,78	1,67	56,1	30,8
PB 520	35	53,2	-29,4	1,41	-0,78	1,61	-	29,7
PB 520	34	54,4	29,1	1,39	0,74	1,57	51,6	28,9
PB 520	33	55,1	-28,9	1,35	-0,71	1,53	-	28,2
PB 520	32	57,5	29,1	1,32	0,67	1,48	46,0	27,3
PB 520	31	57,4	-29,0	1,26	-0,64	1,41	-	26,0
PB 520	30	59,6	28,8	1,25	0,6	1,39	41,7	25,6
PB 520	29	59,6	-29,8	1,19	-0,6	1,33	-	24,5
PB 520	28	59,1	29,3	1,12	0,56	1,25	37,4	23,0
PB 520	27	57,0	-28,9	1,00	-0,51	1,12	-	20,6
PB 520	26	66,6	31,1	1,27	0,59	1,40	35,7	25,8
PB 520	25	72,4	-32,0	1,34	-0,59	1,46	-	26,9
PB 510	24	56,6	24,3	1,08	0,46	1,17	35,7	38,5
PB 510	23	59,8	-24,4	1,11	-0,45	1,20	-	39,5
PB 510	22	59,6	24,2	1,07	0,44	1,16	33,7	38,2
PB 510	21	60,9	-24,4	1,03	-0,42	1,11	-	36,5
PB 510	20	60,3	23,7	1,00	0,39	1,07	30,6	35,2
PB 510	19	60,6	-22,9	0,97	-0,37	1,04	-	34,2
PB 510	18	63,0	23,5	0,94	0,35	1,00	27,6	32,9
PB 510	17	63,2	23,9	0,92	-0,35	0,98	-	32,2
PB 510	16	63,7	24,4	0,89	0,34	0,95	25,7	31,3
PB 510	15	64,6	-23,8	0,84	-0,31	0,90	-	29,6
PB 510	14	66,1	23,9	0,83	0,3	0,88	22,8	29,0
PB 510	13	65,6	-24,3	0,79	-0,3	0,85	-	27,6
PB 510	12	66,9	23,7	0,90	0,32	0,96	22,9	31,6
PB 510	11	68,2	-23,9	0,89	-0,31	0,94	-	30,9
PB 510	10	68,6	23,1	0,86	0,29	0,91	21,1	29,9
PB 510	9	68,2	-23,7	0,85	-0,30	0,90	-	29,6
PB 510	8	67,6	23,1	0,81	0,28	0,86	20,2	28,3
PB 510	7	67,4	-23,3	0,81	-0,28	0,86	-	28,3
PB 510	6	69,1	24,2	0,79	0,28	0,84	19,3	27,6
PB 510	5	70,3	-24,8	0,77	-0,27	0,82	-	27,0
PB 510	4	70,2	24,5	0,77	0,27	0,82	18,4	27,0
PB 510	3	71,4	-23,5	0,75	-0,25	0,79	-	26,0
PB 510	2	73,2	23,1	0,73	0,23	0,77	16,7	25,3
PB 510	1	72,4	-23,9	0,72	-0,24	0,76	-	25,0

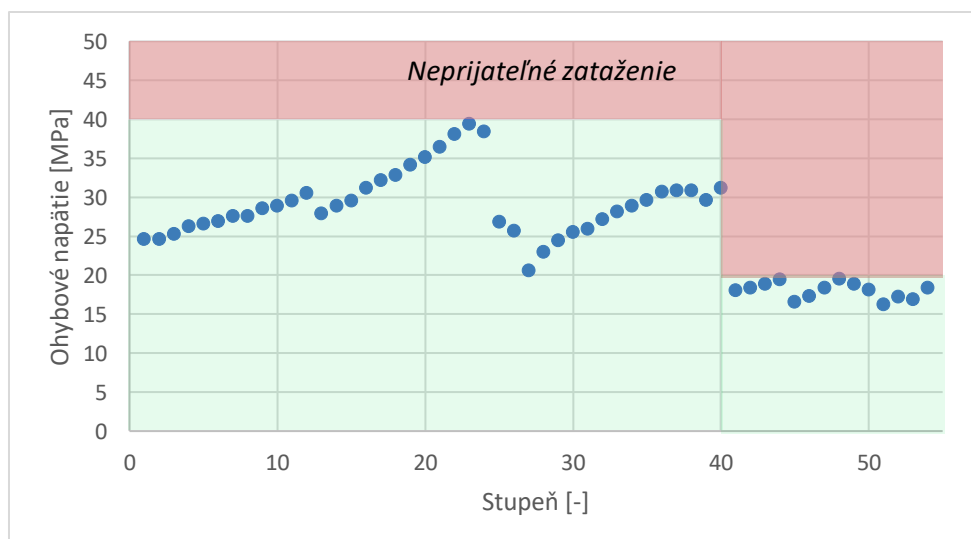
5.3.Zhrnutie pevnostného výpočtu

Pevnostný výpočet ako dôležitá súčasť návrhu parnej turbíny bola niekoľkokrát optimalizovaná pre splnenie limitného napätia. Keďže je typ navrhovanej parnej turbíny kondenzačný, posledná obežná rada dosahuje veľkých rozmerov, v niektorých prípadoch až 1 meter. Preto sa vo väčšine prípadov uvažuje spojenie turbíny s poháňaným strojom pomocou prevodovky. Najprv bola uvažovaná prevodovka na zníženie otáčok na 5400 1/min, ale neskorší pevnostný výpočet ukázal, že budeme môcť od tejto koncepcie upustiť. Návrh bol upravený

na pôvodných 7140 1/min (pri 105% menovitých otáčkach) a pevnostná kontrola ukázala, že turbína bude spĺňať normou API 612 stanovené podmienky, kedy lopatky musia vydržať 127 menovitých otáčok turbíny, kedy dochádza k odstaveniu. Celkové napätie dosahuje pri menovitých otáčkach 382,0 MPa, čo je z pevnostného hľadiska bezpečná hodnota. Pri zvýšení otáčok na 127% sa hodnota napätia približuje ku kritickému bodu, ktorý bol po dohode s vedúcim práce stanovený na 600 MPa. Na splnenie tejto podmienky bolo potrebné pre poslednú obežnú radu turbíny zvýšiť plochu prierezu na päte. Výsledné celkové napätie pri tomto stave je 593,9 MPa. Hodnota je na limitnej hranici, ale keďže sa jedná o stav, kedy dochádza k odstaveniu stroja, je toto zaťaženie len krátkodobé. Ohybové napätie bolo taktiež dodržané. U posledných troch kuželov bolo nutné dodržať podmienku limitného napätia do 20 MPa z dôvodu väčšieho namáhania lopatiek od mokrej pary. Ako ukázal výpočet, zmena otáčok nemá veľký vplyv na ohybové napätie. Zmenu celkového napätia s rastúcimi otáčkami môžeme vidieť v kapitole č.8 prevádzkovej závislosti.



Obr. č. 5-1 - Priebeh odstredivého napätia stupňovej časti pri návrhových otáčkach



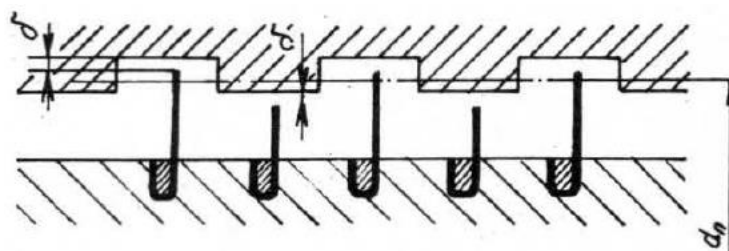
Obr. č. 5-2 - Priebeh ohybového napätia stupňovej časti pri návrhových otáčkach

6. Upchávkový systém a vyrovnávací piest

Parná turbína pracuje s veľkým rozpätím tlaku média, ktorý je na vstupe do regulačného stupňa oproti atmosférickému tlaku až 80-krát vyšší a na výstupe zo stupňovej časti 14-krát nižší. Preto má médium tendenciu unikať, resp. prisávať netesnosťami vzduch zo strojovne. Napriek tomu, že je veľa spôsobov ako sa v priemysle utesňujú rôzne spoje, armatúry a iné zariadenia, v tomto prípade ide o vysokorýchlostný točivý stroj, ktorý má v prevádzke vydržať niekoľko desiatok rokov. Preto sú spôsoby dotykového tesnenia veľmi málo používané, hlavne z dôvodu častej výmeny.

Najefektívnejším riešením je systém labyrintových upchávok, ktoré zaplníme parou z turbíny, necháme expandovať na britoch upchávky a vzniknutú parovzdušnú zmes zavedieme do kondenzátora upchávkovej pary, z ktorého môže byť kondenzát vrátený nazad do napájacej nádrže. Ich hlavnou výhodou je dlhá životnosť, pretože nedochádza k dotyku rotorovej a statorovej časti. Nevýhodou je malá vôľa medzi rotačnou statorovou časťou, kde pri vymedzení tejto medzery dochádza ku dotyku a turbína sa musí odstaviť. Pri správnom nabehtutí a prevádzke by k dotyku dôjsť nemalo.

Najpoužívanejšie sú dva spôsoby labyrintovej upchávky, pravý a falošný labyrint, ktoré sa mierne líšia vo svojom prevedení a účinnosti. V tejto diplomovej práci je použitý koncept pravého labyrintu.



Obr. č. 6-1 - Schéma upchávky typu pravého labyrintu [1]

6.1. Výpočet vyrovnávacieho piestu

Prvým labyrintovým systémom, ktorým para prechádza je tzv. vyrovnávací piest. Slúži na vyrovnanie vysokých axiálnych síl, pôsobiacich na rotor vplyvom zmeny tlaku pred a za samotnou obežnou radou. Keďže bol vybraný koncept pretlakového lopatkovania, je potrebné s týmito silami počítať, pretože pokiaľ by bola zvolená rovnotlaková stupňová časť, došlo by len k malým tlakovým zmenám a na pokrytie týchto síl by stačilo samotné axiálne ložisko.

Hlavným bodom výpočtu je voľba vhodného priemeru vyrovnávacieho piestu (ďalej VP). Pretože s týmto stanovením súvisí hmotnostný tok pary, prechádzajúci britmi labyrintu, ktorý bude potrebný. Ďalším dôležitým parametrom je tlak pary na výstupe, pretože hmotnostný tok pary je nasledovne spätne zavádzaný do stupňovej časti pred kužeľ s rovnakým stavom pary.

Voľba priemeru vyrovnávajúceho piestu

$$D_{VP} = 450 \text{ mm} = 0,450 \text{ m} \quad (6.1)$$

Radiálna vôľa medzi britmi a telesom statora

$$\delta = B \cdot \frac{D_{VP}}{1000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{450}{1000} + 0,25 = 0,6 \text{ mm} \quad (6.2)$$

kde koeficient B predstavuje materiálovú konštantu pre druh ocele

Tlak na vstupe

$$p_1 = 54,6 \text{ bar} \quad (6.3)$$

Tlak na výstupe je zvolený podľa podmienok uvedených na začiatku kapitoly.

$$p_2 = 3,7 \text{ bar} \quad (6.4)$$

Merný objem bol na vstupe stanovený vo výpočte regulačného stupňa.

$$v_1 = 0,057 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.5)$$

Zvolený bol aj počet britov, ktorý ovplyvňuje potrebný hmotnostný tok pary nimi prechádzajúci.

$$z = 50 [-] \quad (6.6)$$

Hmotnostný tok bezdotykovou upchávkou je možné vypočítať podľa charakteru prúdenia na poslednom brite, ktorý stanovíme podľa pomeru tlakov pred a za upchávkou.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{3,7}{54,6} = 0,068 [-] \quad (6.7)$$

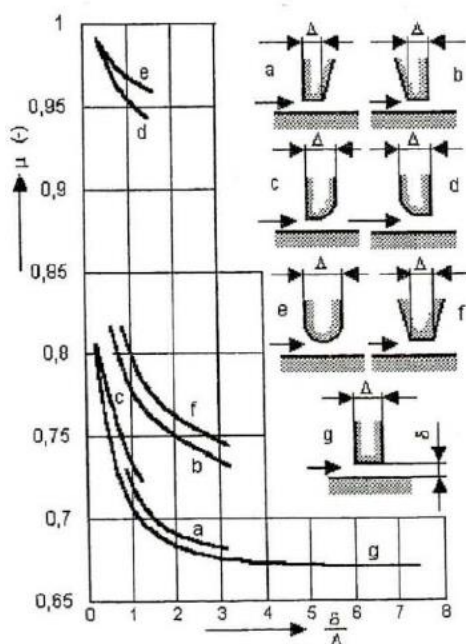
Následne ak je tento pomer menší ako súčiniteľ ϕ , ktorý vypočítame ako:

$$\phi = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{100 + 1,25}} = 0,082 [-] \quad (6.8)$$

Podmienka zistenia prúdenia

$$\pi \leq \phi = 0,068 < 0,082 \Rightarrow \textit{kritické prúdenie} \quad (6.9)$$

Z grafickej závislosti na obrázku č. 6-2 je potrebné zvoliť vhodný typ upchávky a následne určiť prietokový súčiniteľ μ .



Obr. č. 6-2 - Prietokový súčiniteľ upchávok [2]

Hodnota prietokového súčiniteľa pre typ g

$$\mu = 0,57 [-] \quad (6.10)$$

Výpočet prietokového prierezu upchávky

$$S = \pi \cdot \frac{D_{VP}}{1000} \cdot \frac{\delta}{1000} = \pi \cdot \frac{485}{1000} \cdot 0,7 = 0,0008 \text{ m}^2 \quad (6.11)$$

Keďže dochádza ku kritickému prúdeniu na poslednom brite, je nutné pre výpočet hmotnostného toku použiť vzťah

$$M_{VP} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot p_1}{(z + 1,25) \cdot v_1}} \quad (6.12)$$

$$M_{VP} = 0,57 \cdot 0,0008 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 54,6 \cdot 10^5}{(100 + 1,25) \cdot 0,057}} = 0,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Vypočítaný hmotnostný tok vyrovnávacím piestom je tok, ktorý nekoná prácu, a preto je nutné ho podľa výstupného stavu pary zaviesť späť do prietokového kanálu. Pre zvolený stav, bol hmotnostný tok zavedený pred štvrtý kužel a s touto výslednou hodnotou bolo počítané pri detailnom návrhu stupňovej časti v kapitole č. 4.

Nakoniec vypočítame axiálnu silu, ktorá na vyrovnávací piest pôsobí rozdielom tlakov.

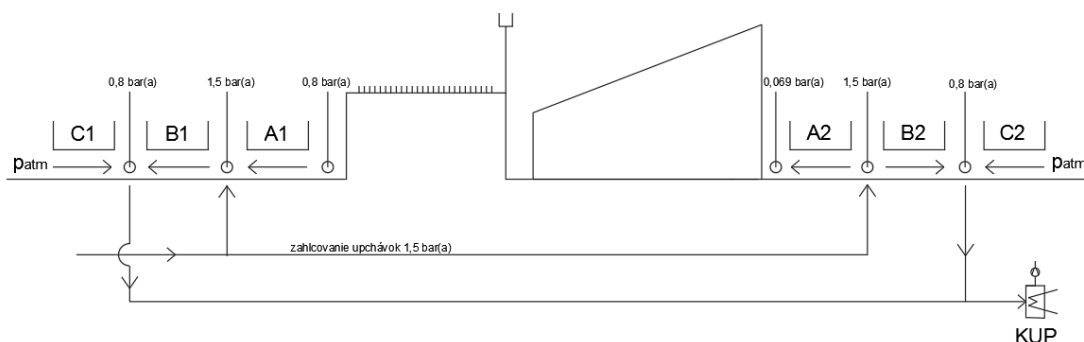
$$Ax_{VP} = \pi \cdot \frac{(D_{VP} - D_{p1})^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) \cdot 10^5 \quad (6.13)$$

$$Ax_{VP} = \pi \cdot \frac{(0,45 - 0,36)^2}{4} \cdot (54,6 - 3,7) \cdot 10^5 = 121108 \text{ N}$$

kde D_{p1} je pätný priemer prvého kužela stupňovej časti

6.2. Upchávkový systém

Rovnako ako u vyrovnávacieho piestu prebehol výpočet geometrie a hmotnostného toku pary jednotlivých upchávok, ktoré boli rozdelené na 3 časti (A,B,C), v prednej aj v zadnej časti turbíny. Upchávka C tesní pred prisávaním vzduchu zo strojovne a upchávky A a B zabráňujú úniku pary z turbíny. Stav vzduchu v strojovni bol uvažovaný s atmosférickým tlakom a 20 °C. Medzi upchávku A a B je vedené zahlcovanie parou o tlaku 1,5 barov absolútnych.



Obr. č. 6-3 - Schéma upchávkového systému

Tab. č. 6-1 - Predný upchávkový systém

Názov	Skratka	Jednotka	A1	B1	C1
Stredný priemer	D _{upch}	[m]	0,14	0,14	0,14
Počet britov	z	[-]	25	15	10
Tlak pred	p ₁	[bar]	3,7	1,5	1,0
Tlak za	p ₂	[bar]	1,5	0,8	0,8
Merný objem pred	v ₁	[m ³ /kg]	0,852	2,103	0,831
Prietokový súčiniteľ	μ	[-]	0,70	0,68	0,68
Prietokový prierez	S	[cm ²]	4,7	4,7	4,7
Množstvo pary	M	[kg/s]	0,0148	0,0070	0,0079

Tab. č. 6-2 - Zadný upchávkový systém

Názov	Skratka	Jednotka	A2	B2	C2
Stredný priemer	D _{upch}	[m]	0,14	0,14	0,14
Počet britov	z	[-]	20	15	10
Tlak pred	p ₁	[bar]	1,5	1,5	1
Tlak za	p ₂	[bar]	0,07	0,80	0,80
Merný objem pred	v ₁	[m ³ /kg]	1,159	1,159	0,831
Prietokový súčiniteľ	μ	[-]	0,67	0,67	0,67
Prietokový prierez	S	[cm ²]	4,7	4,7	4,7
Množstvo pary	M	[kg/s]	0,0010	0,0093	0,0078

7. Návrh ložísk

Dôležitou súčasťou príslušenstva turbíny je hydrodynamický ložiskový systém, na ktorom je celý rotor položený. Tvorí ho predný a zadný ložiskový stojan. Predná časť je zložená z radiálneho a axiálneho ložiska. Radiálne ložisko spĺňa hlavne nosnú funkciu. Axiálne ložisko slúži na zachytávanie pozostávajúcich axiálnych síl, ktoré pri prevádzke turbíny vznikajú v lopatkovaní dôsledkom rozdielu tlaku pred a za lopatkou.

7.1. Axiálna dĺžka

Pred výpočtom jednotlivých ložísk je potrebné poznať dĺžku samotného rotoru, a preto budú v tejto podkapitole dopočítané približné dĺžky upchávok a ostatných častí turbíny. Medzera medzi kuželmi je volená podľa zvlášťu prietokového kanálu, aby dochádzalo, k čo najmenšiemu ovplyvneniu prietoku pary.

Dĺžka medzery medzi radami prvého kužľa

$$l_{msč1} = \frac{B}{3} + 0,25 = \frac{0,0106}{3} + 0,25 = 0,00378 \text{ m} \quad (7.1)$$

Dĺžka prvého kužľa

$$l_{sč1} = 2 \cdot z \cdot B + (2 \cdot z - 1) \cdot l_{msč} \quad (7.2)$$

$$l_{sč1} = 2 \cdot 6 \cdot 0,0106 + (2 \cdot 6 - 1) \cdot 0,00378 = 0,1688 \text{ m}$$

Výsledky pre všetky zvolené hodnoty medzier a vypočítaných vzdialeností sú zhrnuté v tabuľke č. 7-1.

Tab. č. 7-1 - Zhrnutie axiálnych dĺžok

Časť	Skratka	Hodnota	Jednotka
Stupňová časť	$l_{sč}$	1590	[mm]
Medzera SČ	$l_{msč}$	80	[mm]
Medzera upchávky	l_{mUP}	30	[mm]
Vyrovňavací piest	l_{VP}	250	[mm]
A1	l_{A1}	125	[mm]
B1	l_{B1}	75	[mm]
C1	l_{C1}	50	[mm]
A2	l_{A2}	100	[mm]
B2	l_{B2}	75	[mm]
C2	l_{C2}	50	[mm]
Ložiská pred	$l_{ložp}$	220	[mm]
Ložisko vzadu	$l_{ložz}$	120	[mm]

Celková dĺžka rotoru je súčtom všetkých častí a jednotlivými medzerami medzi nimi.

$$\sum l_i = l_{sč} + l_{msč} + l_{mUP} + l_{VP} + l_{A1} + l_{B1} + l_{C1} + l_{A2} + l_{B2} + l_{C2} + l_{ložp} + l_{ložz} = 2895 \text{ mm} \quad (7.3)$$

7.2. Radiálne ložisko

V prvom rade je pre výpočet radiálneho ložiska dôležité stanoviť hmotnosť rotoru turbíny. Keďže v zadaní diplomovej práce nie je konštrukčná úloha, bude táto hodnota stanovená približne pomocou programu AutoCad Inventor, kde bol rotor, bez lopatiek,

na základe jednotlivých priemerov a axiálnych vzdialeností vymodelovaný a pomocou funkcie pridania materiálu (oceľ) je zistená jeho samotná váha.

$$m_{rot} = 2597,4 \text{ kg} \quad (7.4)$$

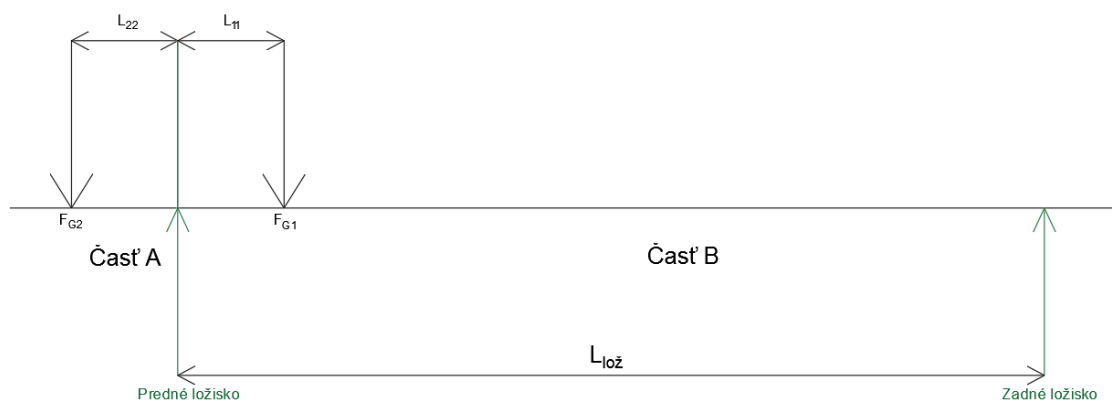
Z tabuľky 5-1 zvolených profilov možno odčítať plochu prierezu lopatiek. Taktiež je dopočítaná výška lopatky a hustota materiálu, ktorá bola volená, ako u rotoru typickú oceľ s hustotou 7850 kg/m^3 . Z týchto parametrov je možné dopočítať hmotnosť lopatiek. Výpočet je znázornený pre prvú lopatkovú radu v prvom kuželi.

$$m_l = z \cdot \frac{S}{10000} \cdot \rho \cdot l = 80 \cdot \frac{0,5099}{10000} \cdot 7850 \cdot 0,02 = 0,6 \text{ kg} \quad (7.5)$$

Tab. č. 7-2 Hmotnosť lopatkových rad

Rada	l	z	ρ	S	M
[-]	[m]	[-]	[kg/m ³]	[cm ²]	[kg]
54	0,344	81	7850	3,7400	81,8
52	0,265	73	7850	3,7400	56,8
50	0,175	85	7850	2,3850	27,9
48	0,149	73	7850	2,3850	20,3
46	0,123	70	7850	2,3850	16,1
44	0,098	92	7850	1,4960	10,6
42	0,086	90	7850	1,4960	9,1
40	0,075	75	7850	1,4960	6,6
38	0,060	81	7850	0,7800	3,0
36	0,055	80	7850	0,7800	2,7
34	0,051	79	7850	0,7800	2,5
32	0,046	78	7850	0,7800	2,2
30	0,042	78	7850	0,7800	2,0
28	0,038	77	7850	0,7800	1,8
26	0,038	74	7850	0,7800	1,7
24	0,038	90	7850	0,5099	1,4
22	0,036	90	7850	0,5099	1,3
20	0,033	89	7850	0,5099	1,2
18	0,030	88	7850	0,5099	1,1
16	0,028	88	7850	0,5099	1,0
14	0,025	87	7850	0,5099	0,9
12	0,027	82	7850	0,5099	0,9
10	0,025	81	7850	0,5099	0,8
8	0,024	81	7850	0,5099	0,8
6	0,023	81	7850	0,5099	0,8
4	0,022	80	7850	0,5099	0,7
2	0,020	80	7850	0,5099	0,6

Následne je stanovená reakcia v prednom a zadnom ložisku. Rotor bol podľa metodiky výpočtu v [3] rozdelený na dve časti a následne bola pre tieto časti pomocou softvéru AutoCad Inventor určená poloha ťažísk. Ďalej so známou vzdialenosťou ťažísk od predného ložiska možno dopočítať sily od hmotnosti obidvoch častí. Znázornené na obrázku č. 7-1.



Obr. č. 7-1 - Schéma pôsobenia síl na radiálne ložiska

Tab. č. 7-3 – Hmotnosť a ťažisko rotoru

Názor	Skratka	Hodnota	Jednotka
Hmotnosť časti A	m_A	24,7	[kg]
Hmotnosť časti B	m_B	2572,7	[kg]
Vzdialenosť ťažiska A	L_1	0,21	[m]
Vzdialenosť ťažiska B	L_2	1,70	[m]
Gravitačné zrýchlenie	g	9,81	[m·s ⁻²]

Sila od hmotnosti v časti A na predné ložisko

$$F_2 = m_A \cdot g = 24,7 \cdot 9,81 = 241,9 \text{ N} \quad (7.6)$$

Sila od hmotnosti v časti B na predné ložisko

$$F_1 = (m_{rot} - m_A) \cdot g = (2597,4 - 24,7) \cdot 9,81 = 25238,5 \text{ N} \quad (7.7)$$

Najprv bola vypočítaná reakcia na zadné ložisko pomocou podmienky momentovej rovnováhy.

$$R_{zad} = \frac{L_1 \cdot F_1 = L_2 \cdot F_{12} + L_{lož} \cdot R_{zad}}{L_{lož}} = \frac{(L_1 \cdot F_1 - L_2 \cdot F_2)}{L_{lož}} = \frac{(1,7 \cdot 25238,5 - 0,21 \cdot 241,9)}{2,895} = 14803,0 \text{ N} \quad (7.8)$$

Reakcia od hmotnosti v prednom ložisko je potom

$$R_{pred} = F_1 + F_2 - R_{zad} = 25238,5 + 241,9 - 14803,0 = 10677,4 \text{ N} \quad (7.9)$$

Parametre radiálnych ložísk sú volené z katalógu firmy KingsBury [8]. Ako najvhodnejšie boli vybrané ložiská 0.7 B/A pre predné ložisko s vnútorným priemerom 100 mm a pre zadné ložisko s priemerom 110 mm. Rozmery sú uvedené v tabuľkách 7-4 a 7-5 a ich kóty znázornené na obrázku 7-2.

Tab. č. 7-4 - Parametre predného ložiska 0.7 B/A 100

Označenie	Hodnota	Jednotka
Rozmer A	100	[mm]
Rozmer E	98	[mm]
Rozmer D	177	[mm]
Maximálna záťaž	13267	[N]
Výkonová strata	4,5	[kW]
Množstvo oleja	7	[l/m]

Tab. č. 7-5 - Parametre zadného ložiska 0.7 B/A 110

Označenie	Hodnota	Jednotka
Rozmer A	110	[mm]
Rozmer E	105	[mm]
Rozmer D	190	[mm]
Maximálna záťaž	16053	[N]
Výkonová strata	6,0	[kW]
Množstvo oleja	9	[]

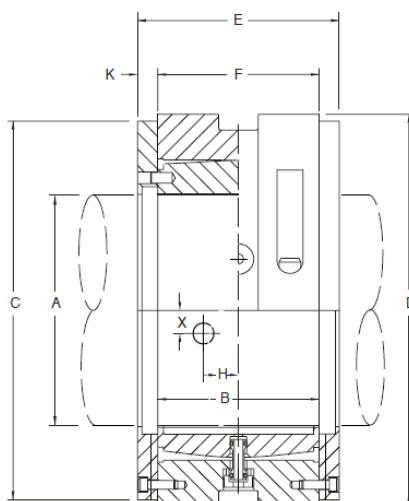
Ďalej je potrebné overiť merný tlak v ložiskách. S ohľadom na stabilitu rotoru (čapu ložiska) sa odporúča rozpätie 0,8 – 2,0 MPa.

Merný tlak v prednom ložisku

$$p_{pred} = \frac{R_{pred}}{D_E \cdot D_A} = \frac{10677,4}{0,1 \cdot 0,098} = 1,09 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

Merný tlak v zadnom ložisku

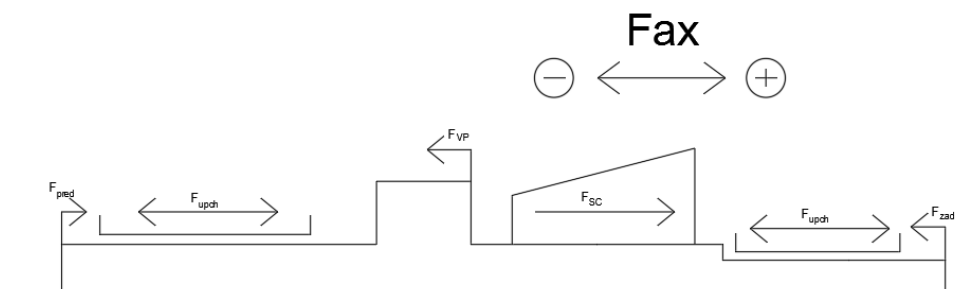
$$p_{zad} = \frac{R_{zad}}{D_E \cdot D_A} = \frac{14803,0}{0,11 \cdot 0,105} = 1,28 \text{ MPa} \quad (7.11)$$



Obr. č. 7-2 - Základne rozmery radiálneho ložiska [8]

7.3. Axiálne ložiská

Pre stanovenie celkovej axiálnej sily a jej smeru, je potrebné vypočítať jednotlivé veľkosti síl podľa obrázka č. 7-3.



Obr. č. 7-3 - Schéma pôsobenia axiálnych síl

Axiálna sila na jednu lopatku už bola vypočítaná v kapitole 5.2, ktorá sa zaoberala pevnostnou kontrolou stupňovej časti. Zostáva len danú silu vynásobiť počtom lopatiek, z čoho vyplýva celková axiálna sila pôsobiaca na jednu obežnú radu.

$$F_{ax27} = z \cdot F_a = 81 \cdot 47,5 = 3844,3 \text{ N} \quad (7.12)$$

Celková axiálna sila pôsobiaca na stupňovú časť

$$F_{axSČ} = \sum_{i=1}^{27} F_{axi} = 134187,7 \text{ N} \quad (7.13)$$

Axiálna sila pôsobí aj na upchávky

$$F_{A1} = \pi \cdot D_{upch} \cdot h \cdot \frac{1}{2} \cdot (p_1 - p_2) \cdot 10^5$$

$$F_{A1} = \pi \cdot 0,14 \cdot 0,004 \cdot \frac{1}{2} \cdot (3,7 - 1,5) \cdot 10^5 = 193,5 \text{ N} \quad (7.14)$$

Tab. č. 7-6 - Tabuľka axiálnych síl pôsobiacich na rotor

Názov	Skratka	Hodnota	Jednotka
Ax. sila na VP	F_{VP}	-121823,9	[N]
Ax. sila na SČ	$F_{axSČ}$	134187,7	[N]
Ax. sila na A1	F_{A1}	-193,5	[N]
Ax. sila na B1	F_{B1}	-61,6	[N]
Ax. sila na C1	F_{C1}	17,6	[N]
Ax. sila na A2	F_{A2}	-125,9	[N]
Ax. sila na B2	F_{B2}	61,6	[N]
Ax. sila na C2	F_{C2}	-17,6	[N]
Ax. sila na zad	F_{zad}	-1767,2	[N]
Ax. sila na pred	F_{pred}	1767,2	[N]

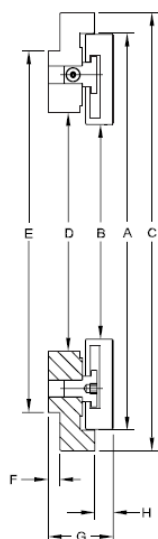
Zvyšná axiálna sila, ktorú bude musieť pokryť axiálne ložisko

$$\sum F_i = -10958,7 \text{ N} \quad (7.15)$$

Zvolené axiálne ložisko 8-Pad 190 Series je mierne predimenzované z dôvodu ak by došlo k prevádzke turbíny v inom než návrhovom stave.

Tab. č. 7-7 - Parametre axiálneho ložiska 8-Pad 190 Series

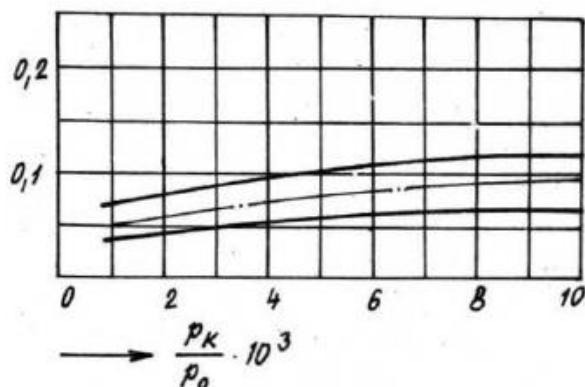
Označenie	Hodnota	Jednotka
Rozmer B	112,8	[mm]
Priemer hriadeľa	100	[mm]
Rozmer C	235,0	[mm]
Rozmer G	34,9	[mm]
Maximálna záťaž	58,0	[kN]
Výkonová strata	16,0	[kW]
Množstvo oleja	21,5	[l/min]



Obr. č. 7-4 – Základné rozmery axiálneho ložiska 8-Pad 190 Series [9]

8. Prevádzková charakteristika

Poslednou úlohou tejto diplomovej práce je vypracovanie prevádzkovej charakteristiky vybraných veličín. Dôležitá je spotrebná charakteristika, ktorá predstavuje závislosť spotreby pary na vstupe a výstupe z turbíny. Využíva súčiniteľ chodu na prázdno pre kondenzačnú turbínu so skupinovou reguláciou k_0 .



Obr. č. 8-1 - Súčiniteľ chodu na prázdno so skupinovou reguláciou [1]

Pomer tlaku v kondenzátore a tlaku na vstupe do turbíny

$$\frac{p_k}{p_0} \cdot 10^3 = \frac{0,069}{82,5} \cdot 10^3 = 0,83 [-] \quad (8.1)$$

Súčiniteľ chodu na prázdno pomocou obrázku č. 8-1

$$k_0 = 0,06 [-] \quad (8.2)$$

Spotreba pary pri chode na prázdno

$$M_0 = k_0 \cdot M_j \cdot 3,6 = 0,06 \cdot 13,99 \cdot 3,6 = 3,02 \frac{t}{h} \quad (8.3)$$

kde M_j predstavuje hmotnostný tok pary na vstupe do turbíny

Keďže bola turbína počítaná na 105% menovitého výkonu, je nutné vypočítať množstvo pary potrebné k dosiahnutiu 100% menovitého výkonu.

$$M_{100} = \dot{M} \cdot (k_0 + (1 - k_0) \cdot \frac{P_{100}}{P_{105}}) \quad (8.4)$$

$$M_{100} = 13,99 \cdot (0,06 + (1 - 0,06) \cdot \frac{14500,0}{14752,4}) = 49,5 \frac{t}{h}$$

Množstvo pary pri 116% výkonu

$$M_{116} = \dot{M} \cdot (k_0 + (1 - k_0) \cdot \frac{P_{116}}{P_{100}}) \quad (8.5)$$

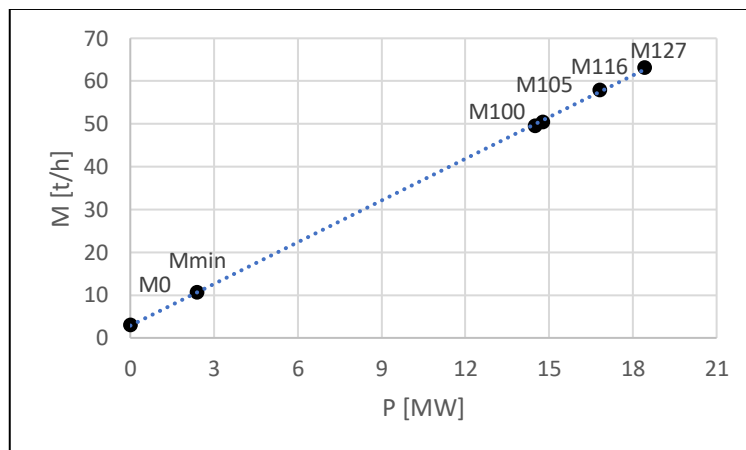
$$M_{116} = 13,99 \cdot (0,06 + (1 - 0,06) \cdot \frac{16821,2}{14752,4}) = 57,9 \frac{t}{h}$$

Množstvo pary pri 127% výkonu

$$M_{127} = \dot{M} \cdot (k_0 + (1 - k_0) \cdot \frac{P_{127}}{P_{100}}) \quad (8.6)$$

$$M_{127} = \dot{M} \cdot (k_0 + (1 - k_0) \cdot \frac{18416,3}{14752,4}) = 63,1 \frac{t}{h}$$

Jedným z ďalších parametrov, ktorý je možné do spotrebnej charakteristiky doplniť, je bezpečné minimum, ktoré sa dá zistiť postupným znižovaním hmotnostného toku pri návrhových otáčkach. Jednou z indikácií je spätné prúdenie, ktoré dosiahne záporný izoentropický spád a tlakové číslo. Pri postupnom znižovaní hmotnostného toku došlo predčasne k čiastočnému rozpadu výpočtového modelu. Jeden z dôvodov sú grafy a vzorce, ktoré nepopisujú potrebnú oblasť. Napriek tomu, že výpočtový model takmer vôbec nefungoval, došlo k prvému náznaku záporného izoentropického spádu v oblasti hmotnostného toku 10,6 t/h. Túto hodnotu ale nemožno s istotou považovať za presnú.

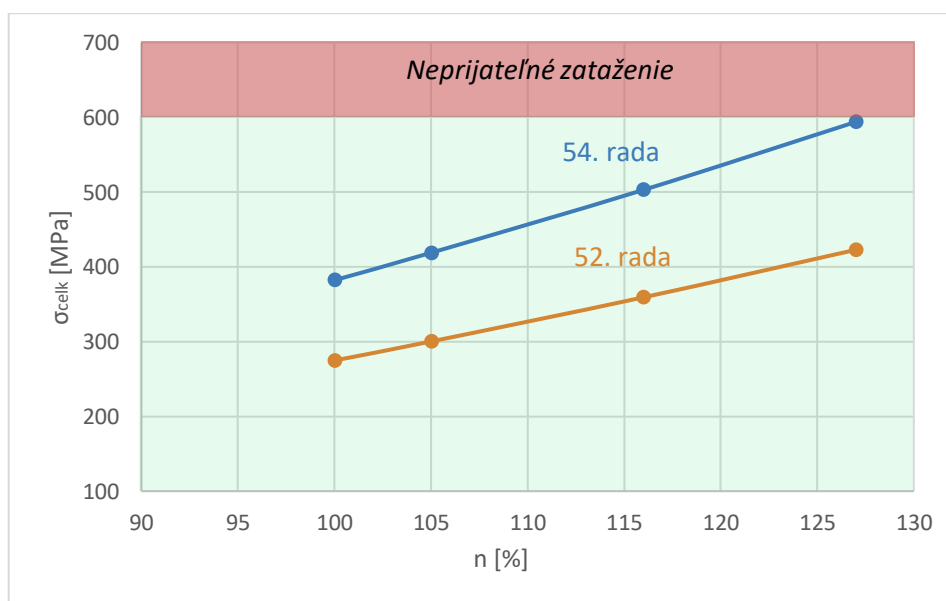


Obr. č. 8-2 - Spotrebná charakteristika

Nasledujúcou zvolenou charakteristikou je závislosť celkového napätia na otáčkach rotoru. Keďže norma API 612 dovoľuje turbínu odstaviť až pri 127% menovitých otáčok, je potrebné skontrolovať celkové napätie pôsobiace na lopatky najmä posledných stupňov.

Celkové napätie pôsobiace na poslednú obežnú lopatku šiesteho kužela pri 127% menovitých otáčok

$$\sigma_{celk_{127}} = \sigma_{ods_{127}} + 2 \cdot \sigma_{ohyb_{127}} = 558,8 + 2 \cdot 17,5 = 593,8 \text{ MPa} \quad (8.7)$$



Obr. č. 8-3 - Závislosť celkového napätia na rastúcich otáčkach turbíny

9. Záver

Kapitola č. 2 mala za úlohu stanoviť hmotnostný tok potrebný na dosiahnutie požadovaného mechanického výkonu. Najprv boli zahrnuté straty na hlavnej uzavieracej armatúre (3%) a následne odhadnutá účinnosť turbíny. Ďalej bol zvolený stav v kondenzátore, od ktorého závisel tlak saturácie. Konečné parametre pary na výstupe z lopatkového kanálu, na ktoré je počítaná stupňová časť, sú výsledkom pripočítania strát výstupného hrdla. Pomocou účinnosti a vypočítaného súčtu jednotlivých izoentropických spádov, bolo možné stanoviť hmotnostný tok pary na 13,99 kg/s.

Kapitola č. 3 bola rozdelená na 2 časti (predbežný a detailný výpočet). Cieľom predbežného výpočtu bolo stanoviť typ regulačného stupňa, jeho približnú geometriu a parametre regulačného stupňa tak, aby spĺňal odporúčané podmienky. Taktiež slúžil k zisteniu stavu pary v medzere medzi dýzou a lopatkovou radou a na výstupe z rotoru. Hlavným výstupným rozmerom bol stredný priemer rotorovej časti, ktorého hodnota bola po optimalizácii stanovená na 0,605 m. Pomocou pomeru obvodovej rýchlosti ku izoentropickej absolútnej rýchlosti, ktorý bol určený na 0,448, bol dopočítaný izoentropický spád o hodnote 131,7 kJ/kg s odporúčaným približne tretinovým tlakovým spádom oproti vstupu. Ďalším dôležitým bodom bolo stanovenie dĺžky lopatiek o rozmere 19 mm. Pomocou dopočítaných strát rotoru a statoru bola určená predbežná termodynamická účinnosť regulačného stupňa na 76,0% s výkonom 1399,9 kW.

V druhej časti kapitoly č. 3 - detailnom výpočte, boli hodnoty z predbežného výpočtu upresnené. Najprv bol izoentropický spád rozdelený na statorovú a rotorovú časť podľa zvoleného stupňa reakcie. Následne boli určené teoretické a skutočné rýchlosti vo všetkých smeroch a uhly medzi nimi. Ďalej mohol byť zhotovený rýchlostný trojuholník, kde boli zistené presné hodnoty rýchlostných súčiniteľov dýzy a obežnej lopatky. Odhadnuté jednotlivé profily lopatiek boli po dokončení pevnostnej kontroly vymenené za lepšie vyhovujúce. Z presnej geometrie bolo možné vypočítať skutočnú termodynamickú účinnosť stupňa 78,9%. Výkon regulačného stupňa je napokon 1453,6 kW. Koncová entalpia skutočnej expanzie je po odčítaní straty výstupnou rýchlosťou 3299,6 kJ/kg.

Na záver tretej kapitoly bol uskutočnený pevnostný výpočet regulačného stupňa. Napriek vyšším konštrukčným otáčkam rotoru je splnená podmienka maximálneho celkového napätia pre regulačný stupeň do 150 MPa. Odstredivé napätie sa odporúča dodržať v limitnej hodnote 40 MPa a hodnota ohybového napätia v pätnom priereze do približne 20 MPa. Spočiatku bol zvolený profil obežných lopatiek 20TR1, ktorý v pevnostnej kontrole presiahol limitné hodnoty a bolo ho nutné vymeniť za 25TR1. Napriek tomu, že s finálne zvoleným profilom sú hodnoty limitné, použitím profilu 30TR1 by došlo k zbytočnému predimenzovaniu.

Kapitola číslo 4 obsahuje, podobne ako návrh regulačného stupňa, 2 časti – predbežný a detailný výpočet. Cieľom predbežného výpočtu bolo navrhnuť turbínu ako jednotlivé kužele tvoriace lopatkový kanál, kde bude známy stav na vstupe a na výstupe zo samotného kužela. Taktiež bol stanovený predbežný počet stupňov v pomere 6-6-7-3-3-2. Výsledná geometria samotného rotoru a lopatiek tvorila základ pre detailný výpočet, ktorý po malých úpravách v rámci optimalizácie tvoril finálny vzťah stroja. Výstupom sú tabuľky č. 4-3 až 4-6, ktoré obsahujú všetky predbežne vypočítané parametre kužeľov.

Detailný výpočet stupňovej časti nadväzoval na predbežný návrh s tým rozdielom, že sa jednotlivé parametre neurčovali pre kužeľ ako celok, ale pre každú statorovú a rotorovú radu samostatne. Ako optimalizačný parameter, podľa ktorého bol návrh riadený, je tlakové číslo a stupeň reakcie stupňa. Prvotne s použitím geometrie z predbežného výpočtu neboli dosiahnuté uspokojivé hodnoty spomínaných parametrov, preto došlo k iteračnému počtu.

Vhodnou úpravou výšky lopatiek, výstupného uhla rýchlostí, prípadne pätného priemeru, bol navrhnutý vhodnejší tvar prietokového kanálu (obr. č. 4-11). S týmito výsledkami je dosiahnutý takmer optimálny stav tlakového čísla s priemerom o hodnote 2,8. Stupeň reakcie sa napokon drží v rozpätí 0,49 – 0,52 s výnimkou posledného stupňa, kde nepresnosťami výpočtu na posledných stupňoch dochádza k nárastu k limitnej hodnote 0,6.

Po dokončení detailného návrhu stupňovej časti bolo nutné overiť zaťaženie lopatiek na odstredivé a ohybové napätie. Keďže zadaním bola kondenzačná parná turbína, s rastúcim merným objemom pary dochádza k rapídne nárastu lopatiek na posledných stupňoch. Z tohto dôvodu bola najkritickejšia 54. rada obežných lopatiek s dĺžkou 0,344 m. Situáciu sťažuje podmienka normy API 612, ktorá požaduje, aby bolo lopatkovanie schopné vydržať 127% menovitých otáčok. Spočiatku bolo napätie príliš vysoké a presahovalo vedúcim odporúčaný limit 600 MPa. Z tohto dôvodu bol nutný prepočet pätného prierezu lopatky k zvýšeniu plochy, na ktorú odstredivá sila pôsobí. Výsledné celkové napätie na poslednú obežnú radu stupňovej časti je pri 127% menovitých otáčok 593,9 MPa.

V ďalšej kapitole došlo k návrhu upchávkového systému, ktorý slúži na izolovanie parnej turbíny od okolia. Systém tvorí predná a zadná časť, ktoré sú zložené z 3 skupín upchávok A, B a C. Zatiaľ čo upchávky A a B zabráňujú pare k nechcenému úniku von z turbíny, upchávka C spracováva atmosférický vzduch zo strojovne. Za upchávku C je vedený odber parovzdušnej zmesi, ktorá je vedená do kondenzátoru upchávkového pary s tlakom 80 kPa(a).

Súčasťou rovnakej kapitoly je aj návrh vyrovnávacieho piestu, ktorý má za úlohu spolu s axiálnym ložiskom vyrovnávať axiálne sily pôsobiace na stupňovú časť o hodnote 134187,7 N. Hlavným navrhovaným parametrom je priemer VP, od ktorého sa odvíja vyrovnávajúca sila pôsobiaca opačným smerom proti nežiadúcim efektom zmeny tlaku pred a za lopatkou prietokového kanála. Súčet všetkých síl (po započítaní VP), ktoré rotor axiálne vychylujú dosahuje 10950,4 N v smere k zadnej časti. Na vyváženie tejto ostávajúcej sily je použité axiálne ložisko 8- Pad 190 Series of firmy KingCole.

Rotor je položený na radiálnom ložisku v prednej a v zadnej časti, ktorých úloha je zachytávať silu od hmotnosti samotného rotoru. Stanovenie váhy a polohy ťažiska prebehlo pomocou zjednodušeného modelu v software CAD. Následne bola vypočítaná reakcia v zadnom ložisku o hodnote 14803,0 N a v prednom ložisku s veľkosťou 10677,4 N. S výberom vhodných radiálnych ložísk pomohol opäť katalóg firmy KingCole, kde bol zvolený typ 0,7 B/A s priemerom hriadeľa 100 a 110 mm.

Súčasťou diplomovej práce je aj posledná kapitola č. 8, kde je vypracovaná prevádzková charakteristika zvolených parametrov. V rámci spotrebnej charakteristiky boli zistené hmotnostné toky pre chod naprázdno, 116 percent výkonu a 127 percent výkonu, ktoré sú zakomponované do obrázku č. 8-2. Pre požiadavky normy API 612 je vhodné poznať veľkosti celkového napätia pre stavy 116% menovitých otáčok a pri odstavných 127% menovitých otáčok, ktoré tvoria ďalšiu charakteristiku vybraných veličín v obrázku č. 8-3.

Pre pohon kompresoru, po započítaní mechanických strát (25 kW), ktoré pozostávajú z tepla preneseného do oleja ložísk, je turbína schopná pri 105% percent menovitých otáčok dodávať výkon 14752,4 kW. Pri menovitých otáčkach (6800 1/min) dosahuje hodnota výkonu 14501,4 kW. Výsledná vnútorná účinnosť parnej turbíny vrátane regulačného stupňa, je stanovená na 84,9%.

Zoznam použitej literatúry

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-7043-256-X.
- [4] ISO 10437. API Standart 612: Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries—Steam Turbines—Special-purpose Applications. 6th ed. Washington: API Publishing services, 2005.
- [5] ŠRŮTEK, P. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 99 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [7] X-ENG. X Steam Tables for MS Excel [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6. [online]. Freeware. <http://www.x-eng.com/Download_XSteam_Excel.htm>.
- [8] *Leg Bearings: Thrust and journal* [online]. In: . KingsBury, 1994 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/journal-leg>
- [9] *KingCole: Pivoting pad LEG bearings* [online]. In: . KingsBury, 1994 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/kingcole>
- [10] DOKOUPIL, Eduard. *Turbíny pro Luftwaffe: zrod a popis prvních německých proudových motorů*. Světlá: Vydáno vlastním nákladem, 2015. ISBN 978-80-260-8153-1.
- [11] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

Zoznamy skratiek, veličín a indexov

Skratky

AX	Axiálny
HUA	Hlavná uzavieracia armatúra
IZ	Izoentropický
pred	Predná časť
RS	Regulačný stupeň
SČ	Stupňová časť
ST	Stupeň
UPCH	Upchávka
VP	Vyrovňavací piest
zad	Zadná časť

Veličiny

Označenie	Jednotka	Význam
B	[mm]	Šírka lopatky
c	[m/s]	Absolútna rýchlosť
c	[mm]	Tetiva
D	[m]	Priemer
h	[kJ/kg]	Entalpický spád
H	[kJ/kg]	Entalpický spád
i	[kJ/kg]	Entalpia
k	[-]	Konštanta
k	[-]	Súčiniteľ chodu na prázdno
L/l	[m]	Dĺžka lopatky
M/m	[kg/s]	Hmotnostný tok pary
n	[1/min], [1/s]	Otáčky
p	[bar(a)]	Tlak
P	[kW]	Výkon
Pa	[-]	Parsonsovo číslo
s	[kJ/kg·K]	Entropia
s	[mm]	Rozteč
S	[m ²]	Plocha
t	[°C]	Teplota (Celsius)
T	[K]	Teplota (Kelvin)
u	[m/s]	Obvodová rýchlosť
w	[m/s]	Relatívna rýchlosť
x	[-],[mm]	Vlhkosť, tolerancia radiálnej vôle
z	[kJ/kg]	Straty
α	[°]	Uhol absolútnej rýchlosti
β	[°]	Uhol relatívnej rýchlosti
δ	[m], [-]	Radiálna medzera, súčiniteľ delta
ε	[-]	Parciálny ostrek

η	[-]	Účinnosť
λ	[-]	Stratový súčiniteľ
ξ	[-]	Pomerná strata
π	[-]	Ludolfovo číslo P_i
ϕ	[-]	Rýchlostný súčiniteľ (stator)
ψ	[-]	Rýchlostný súčiniteľ (rotor), Tlakové číslo

Indexy

Dolný index	Význam
0	Stav/dĺžka na vstupe do turbíny/kužela/stupňa/rady
0t	Pri totálnom ostreku
1	Stav na výstupe zo statorovej rady
100	Pri 100% menovitých otáčok
116	Pri 116% menovitých otáčok
127	Pri 127% menovitých otáčok
2	Stav na výstupe z obežnej rady
6	Strata parciálnym ostrekom
61	Strata ventiláciou neostreknutých lopatiek
62	Strata na okraji pásma ostreku
∞	Pre nekonečne dlhú lopatku
a	Admisívny (stav)/axiálny smer/medzera
A	Časť A
B	Časť B
c	Celková (strata)
ekv	Ekvivalentný
chlv	Chladiaca voda
i	Vnútorý (výkon)
in	Na vstupe
iz	Izoentropický (stav)
j	Menovitý (výkon)
k	Stav v kondenzátore, okrajové (straty)
krit	Kritický
ložp	Predné ložisko
ložz	Zadné ložisko
m	Mechanický (výkon)
min	Minimálny (modul prierezu)
n	Na výstupe (z kužela)
o	Ohybový (moment)
odh	Odhadovaný (stav)
ods	Odstredivá (sila/napätie)
ohyb	Ohybové (napätie)
ol	Odstredivá (sila na lopatku)
opt	Optimálna (dĺžka)
os	Ostreknuté (lopatky)
out	Na výstupe
p	Prierez
pred	Predná (reakcia)
r	Rotorová (strata), radiálna (medzera)
red	Redukovaná (účinnosť/dĺžka)

rot	Rotor
RS/rs	Regulačný stupeň
s	Stredný (priemer)
s	Statorová (strata)
sat	Saturácia
sb	Stredný (priemer) vrátane bandáže
SČ/sč	Stupňová časť
ST	Stupňa
š	Špica lopatky
t	Ťah
tdi	Termodynamická (účinnosť)
tř	(strata) Trením
u	Obvodový (smer)/ obvodová (účinnosť)
UP/upch	Upchávka
v	Vonkajší (priemer), rozovieranie (strata)
VP	Vyrovňavací piest
x	Vlhkosť
z5	Strata výstupného hrdla
zad	Zadná (reakcia)

Horný index	Význam
R,r	Obežná rada
RS	Regulačný stupeň
S,s	Statorová rada
SČ	Stupňová časť
ST	Stupeň
T	(celej) Turbíny